



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

Javier Mena Barasoain

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011

## AGRADECIMIENTOS

Primeramente, quería agradecer a todos los profesores que he tenido en la carrera por haberme enseñado todo lo necesario para estar hoy aquí realizando la presentación de mi proyecto final de carrera.

Seguidamente quería dar mi más sincero agradecimiento a Doña Vanesa Estremera Carrera, por haberme dirigido el proyecto fin de carrera. Por las atenciones, por el tiempo que ha invertido conmigo, y sobre todo por su apoyo.

Y finalmente, como no podía ser de otra manera, no puedo de dejar de agradecer la comprensión de mis padres, José Mari y Charo, de mi hermano, Carlos y de mi novia Beatriz, puesto que ellos han sido los que más me han tenido que aguantar en mis malos momentos, enfados y demás sucesos acaecidos a lo largo de la elaboración del presente proyecto.

A todos muchas gracias.



# Indice

- 1.- Memoria
- 2.- Cálculos
- 3.- Planos
- 4.- Pliegos de condiciones
- 5.- Presupuesto
- 6.- Conclusiones finales
- 7.- Bibliografía



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

MEMORIA

Javier Mena Barasoain

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011

# 1. MEMORIA

## 1.1. Objeto del proyecto

## 1.2. Antecedentes

## 1.3. Definiciones

### 1.3.1. Buggy

### 1.3.2. Chasis y carrocería

#### 1.3.2.1. Carrocería

#### 1.3.2.2. Chasis

## 1.4. Datos de partida

## 1.5. Diseño de la estructura

### 1.5.1. Requisitos técnicos del diseño

### 1.5.2. Chasis elegido

### 1.5.3. Rigidez a flexión y torsión

### 1.5.4. Método de trabajo

#### 1.5.4.1. Esbozo de diseños

#### 1.5.4.2. Búsqueda de información

#### 1.5.4.3. Obtención del modelo

#### 1.5.4.4. Modelado del chasis

#### 1.5.4.5. Mallado de la estructura

#### 1.5.4.6. Marc-Mentat

#### 1.5.4.7. Análisis de resultados y conclusiones

## 1.6. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

### 1.6.1. Introducción

### 1.6.2. Elementos del sistema de suspensión

#### 1.6.2.1. Muelles o resortes helicoidales

#### 1.6.2.2. Rotulas

#### 1.6.2.3. Amortiguadores

## 1.7. CONCLUSIONES FINALES

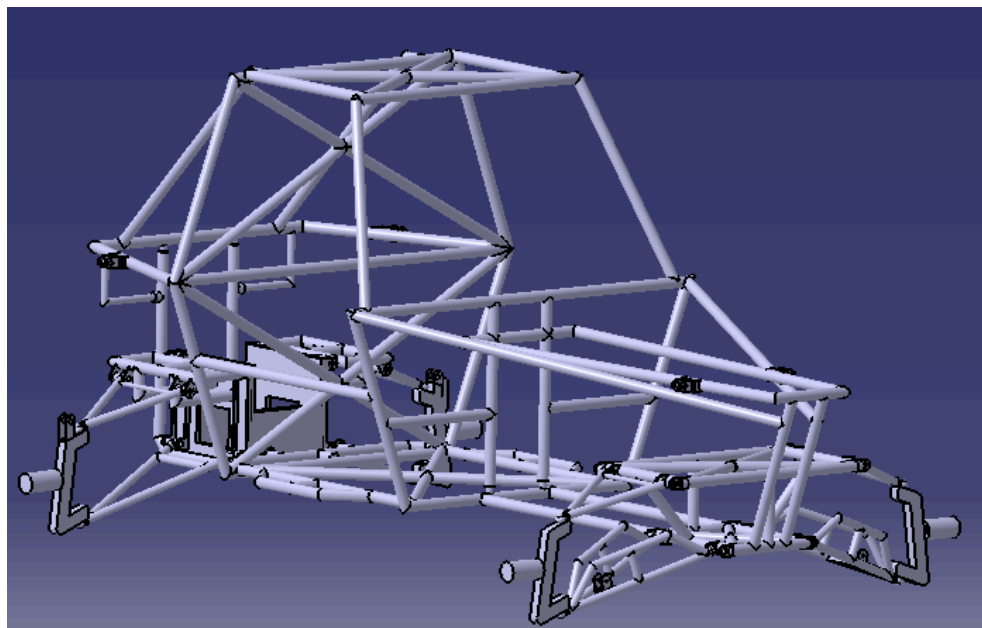
## RESUMEN

En el presente proyecto se diseña el chasis de un vehículo todoterreno mediante un bastidor tubular.

Primeramente se exponen las características técnicas del tipo de vehículo que se pretende diseñar, se introduce al oyente o lector en el ámbito del buggy y se explican las hipótesis de cálculo que se han tomado para conseguir el chasis.

A continuación, una vez obtenida la estructura tubular del buggy, mediante el programa CATIA V5, se empiezan a proponer y realizar modificaciones en la misma para poder optimizar al máximo la estructura del vehículo.

Para validar el chasis final del buggy, mediante la técnica de elementos finitos utilizando el programa MARC-MENTAT, se procede a la simulación de alguno de los test requeridos por la formula SAE y por la RFEDA, además de la simulación de posibles cargas que se han considerado necesarias para asegurar la resistencia de la estructura tubular. Este posiblemente, es el apartado más significativo del proyecto, en donde se realizan estudios de resistencia estructural como pueden ser los análisis estáticos y dinámicos. Hay que recalcar que en todos los casos se ha utilizado un mallado tridimensional para poder ajustar al máximo el modelo virtual diseñado a uno real.



## 1.1. – Objeto del proyecto

En este proyecto se pretende diseñar, calcular, analizar y estudiar la simulación de un chasis para la fabricación de un vehículo tipo buggy. También se realizarán soluciones constructivas para el desarrollo de componentes mecánicos.

Este diseño no tiene el objetivo de ser homologado para la competición si no solo para el entretenimiento del constructor.

Hay que destacar que no se dispone de ninguna experiencia inicial sobre el diseño y modelización de este tipo de vehículos.

Se pretende diseñar una geometría de vehículo basada en un chasis tubular capaz de soportar los esfuerzos de los componentes del propio vehículo, así como las sollicitaciones externas provenientes de la interacción con el medio en su funcionamiento.

El diseño geométrico inicial se modelará mediante herramientas de cálculo computacional y se irá modificando hasta obtener una solución optimizada del mismo. Parámetros objetivo del análisis, que se tratarán de optimizar con los cálculos, serán fundamentalmente el peso de los componentes y su resistencia.

Objetivos como proyecto final de carrera consistirán en aplicar distintas materias estudiadas en la carrera al diseño de un nuevo componente. Concretamente, se profundizará en temas de diseño y cálculo de máquinas, de elasticidad y resistencia de materiales, y de tecnología mecánica.

Por otra parte, se manejarán herramientas computacionales de diseño mecánico como es el programa de diseño asistido por ordenador Catia, el software de Elementos Finitos Marc-Mentat, u otros que se estime necesario durante el proceso de diseño.

## 1.2. - Antecedentes

Este proyecto nace de la propia iniciativa del proyectista debido al entusiasmo del mismo por el mundo de la automoción.

Con este proyecto se ha conseguido adentrar en el diseño, cálculos, estudios y problemas que bien pueden darse en la vida real.

Dentro del mundo del automóvil existe una complejidad con lo que respecta a cálculos a la hora de fabricar un vehículo, debido a ello, se ha escogido el diseño de un buggy porque son vehículos con una complejidad y tiempo de diseño bastante acorde con el periodo con el que se ha dispuesto para la realización del proyecto.

### 1.3. - Definiciones

Primeramente antes de empezar cualquier proyecto se debe conocer de forma general que es lo que se va a desarrollar en el mismo, he introducir a los oyentes en el tema antes de pasar a profundizar en él.

Debido a ello se va a exponer una introducción a los buggies , donde se puede descubrir los orígenes de los mismos y su posterior comercialización y rediseños que fueron sufriendo, y algunas definiciones que ayudaran a situarnos en el tema.

#### 1.3.1.- Buggy

Un buggy es un vehículo diseñado para conducirlo principalmente sobre terrenos irregulares como pueden ser caminos de tierra , ...aunque también se puede utilizar más ocasionalmente por carreteras . Suele estar constituido por un chasis ligero ( muchas veces conformado por tubos cilíndricos huecos con espesor pequeño e uniforme ) , una carrocería sin techo rígido y ruedas anchas y grandes para reducir al mínimo el riesgo del vuelco además de otorgar comodidad a la conducción del piloto . La idea de la construcción de los buggies surgió de la mente de Bruce Meyer , un californiano que tras la 2º Guerra Mundial influenciado por las extensas playas con dunas de Prismo Beach , donde residía , se le ocurrió construir un automóvil de ocio para circular sobre la arena . Su primer prototipo estaba propulsado por un motor V8 extraído de una bomba de agua , pero resulto ser demasiado pesado y muy poco ágil . Debido a ello comenzó a construir otra versión mucho más ligera . En este caso utilizo la base de un Volkswagen Escarabajo y gracias a su conocimiento de la fibra de vidrio empezó a construir su primera carrocería . Al resultar este tipo también muy pesado se decidió por emplear el chasis-plataforma recortando el escarabajo . Así nace el Meyer Manx .





Aquí se puede observar un modelo inspirado en el Manx pero más actual que en la imagen anterior. Se puede observar cómo se utiliza como base el escarabajo.

Pronto surgieron multitud de fabricantes que copiaron su idea. Hoy en día existen multitud de fabricantes en USA, Australia, Brasil, ... que realizan buggies pensados en modelos para la producción y venta, y también hay personas que se lo realizan totalmente artesanal (muchos de ellos inspirados en la estética original Manx, para muchos aficionados el más bonito y el que resume mejor la filosofía).

Los buggies están pensados principalmente para personas que disfrutan con la conducción y / o el diseño de este tipo de vehículos. Suelen ser utilizados en zonas costeras y los desiertos, donde pueden circular libremente y saltar en las dunas, aunque cada día son más los que se lo compran para el disfrute del mismo en cualquier zona geográfica. También pueden ser utilizados para trabajar en el campo. Su uso se ha extendido entre unidades especiales de distintos cuerpos militares.

Por norma general, tanto la disposición del motor como la de la tracción es trasera, otorgándole esta última actitudes de sobre viraje. Actualmente se han diseñado modelos de tracción a las 4 ruedas como versiones con 2 o 4 plazas.

Aunque legalmente están limitados en potencia de 20 CV y una velocidad de 70 Km/h, en el mercado actual se pueden encontrar modelos con 650, 800, y hasta de 1100 cc.

### 1.3.2.- Chasis y carrocería

A continuación se van a definir dos conceptos que generalmente los usuarios de un automóvil no saben diferenciarlos o simplemente desconocen.



### 1.3.2.1.- Carrocería

Conjunto de chapas que recubren el vehículo. Si se emplea en conjunto con un chasis independiente la carrocería no realiza ninguna función de resistencia estructural.

#### Tipos :

- Según el número de volúmenes

Monovolumen – un monovolumen es una carrocería en la que no se diferencia más de un volumen , la cabina y el maletero están completamente integrados .



Dos volúmenes – carrocería en la que se distinguen dos volúmenes independientes . Un volumen para el capo con el motor y otro volumen para el habitáculo y el compartimento de carga .



Tres volúmenes – se distinguen claramente tres volúmenes : capo con el motor , habitáculo y compartimento de carga .



- Auto portante

Actualmente lo más utilizado es el bastidor o carrocería auto portante en el que el bastidor desaparece como tal y se integra mediante refuerzos específicos en la propia carrocería , como un solo componente .

Otorga más rigidez , mayor optimización de habitáculo , reduce el peso y proporciona mayor seguridad ante una colisión pero se produce más corrosión y aumenta el nivel de ruidos .



### 1.3.2.2.- Chasis

Estructura o esqueleto del vehículo encargada de soportar el peso de todos los componentes mecánicos y de la propia carrocería . Así mismo debe resistir las cargas dinámicas del funcionamiento de elementos como el motor , transmisión ,dirección , ...

La carrocería tubular o superleggera ( superligera en italiano ) , es un tipo de carrocería utilizado en vehículos clásicos deportivos de mediados del siglo XX . Fue creada por el carroceros italiano Touring en 1937.

Esta técnica utiliza como estructura del vehículo una red de finos tubos metálicos soldados , recubierta después con láminas metálicas .

Esta técnica consigue una carrocería de gran rigidez y resistencia con muy poco peso .

La carrocería se instala sobre el chasis una vez se haya determinado su aplicación . La instalación se efectúa apernando o soldando la carrocería al bastidor . Si es apernada es conocida como carrocería independiente y si por el contrario es soldada se conoce como auto portante .

En los vehículos de competición se podría decir que los dos grandes tipos de chasis son los monocasco y los tubulares . En los primeros la diferencia entre chasis y carrocería es un poco difusa ya que el chasis forma parte de la carrocería . Los tubulares son los más empleados como refuerzo en los vehículos de competición debido a la sencillez en la construcción y en la determinación de los esfuerzos a los que pueda estar sometido . En este proyecto se diseñara y analizara este último tipo.

Se ha de mencionar que en cuanto al comportamiento mecánico el chasis es más rígido que la carrocería, porque interesa que en el momento del choque la carrocería se deforme todo lo que pueda para amortiguar la energía de la colisión y con ello proteger a los pasajeros. Por otra parte interesa que el chasis no se deforme nada para mantener intactas las características de la conducción .

Antiguamente los bastidores consistían en una estructura formada por dos travesaños longitudinales con refuerzos transversales sobre los que se anclaban suspensiones, carrocería y motor.



Ejemplo de chasis tubular

## ❖ Tipos de chasis :

### Chasis independiente

La técnica de construcción de chasis independiente utiliza un chasis rígido que soporta todo el peso y las fuerzas del motor y de la transmisión . La carrocería , en esta técnica , cumple muy poca o ninguna función estructural .

Los primeros chasis independientes eran de madera , heredando las técnicas de construcción de los coches de caballos . En los años 1930 fueron sustituidos de forma generalizada por chasis de acero . Existen chasis con bastidores de largueros en forma de escalera , dos travesaños paralelos longitudinales cruzados por travesaños transversales , con travesaño en forma de X y de tubo central .

Esta técnica de construcción era la única utilizada hasta 1923 , año en el que se lanzó el primer automóvil con estructura monocasco , la cual fue sustituyendo a la independiente a lo largo del siglo XX . Actualmente solo se construyen con chasis independiente varios vehículos todoterreno , deportivo utilitarios , y la mayoría de las camionetas grandes y algunas de las camionetas ligeras así como varios automóviles americanos .

A continuación se muestran dos imágenes donde se pueden observar dos modelos que llevan montado chasis independiente . El primero se trata del típico taxi de New York , mientras que el segundo es un Toyota Land Cruiser .



### Monocasco

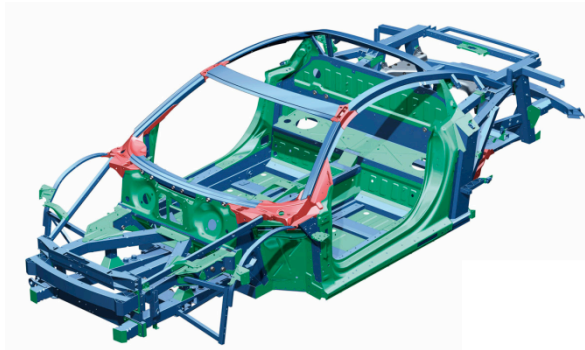
El modelo de mayor implantación en la actualidad , es el que integra chasis y carrocería , que anteriormente se ha comentado brevemente , el llamado monocasco .

Puede encontrarse en distintos materiales , como acero , aluminio o materiales compuestos , dándose éstos últimos solo en algunos coches de lujo debido a su alto coste y en coches de competición como los fórmula 1 . Sin duda el modelo más utilizado en la actualidad es el monocasco de acero.



### Space Frame

Otro tipo de chasis desarrollado en la actualidad , es el basado en la tecnología llamada Space Frame . Este tipo de estudio se basa en una estructura teórica de enlaces infinitamente fuertes unidos en nodos libres para rotar. Es una estructura que hace la función de soportar y de adoptar rigidez al vehículo, a la vez que protege a los pasajeros. La estructura forma un marco, en el que luego se fijan los paneles .Éstos tienen también una función activa en el soporte de las cargas del coche .Audi es una de las marcas que más ha desarrollado esta tecnología, fabricando muchos de sus modelos en aluminio, reduciendo en algunos casos el peso en un 40%, con las ventajas que eso conlleva de maniobrabilidad y consumo.



Chasis de aluminio Audi R8 4.2 FSI quattro

### Chasis de competición

Son en una inmensa mayoría monocascos de materiales compuestos . Este es el caso de la fórmula 1 .



Si se observan competiciones como Rally o de fórmulas con un nivel inferior se utilizan casos de chasis convencionales, y se refuerzan con estructuras internas tubulares, con protecciones más resistentes para vuelco o colisiones. Este es el caso del coche que se enseña a continuación, se trata del MINI John Cooper Works WRC que en su versión de rally se refuerza con armaduras como las que se pueden ver en la imagen



El modelo utilizado en este proyecto es el chasis tubular que anteriormente se ha introducido y que ahora continuara su explicación, dado que nos encontramos dentro de los chasis de competición . Este tipo de estructuras ofrecen una buena respuesta a los esfuerzos aunque su principal inconveniente es el aumento del peso respecto a las anteriores con la ventaja de un coste mucho más reducido.

Dentro de las estructuras de acero tubulares , la mayoría de ellas son soldadas , aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis . Otra posibilidad a tener en cuenta es la opción de incluir partes de aluminio en el chasis con la ventaja de reducción de peso que esto supone , aunque con los inconvenientes de incurrir en otro coste al incluir un nuevo material .

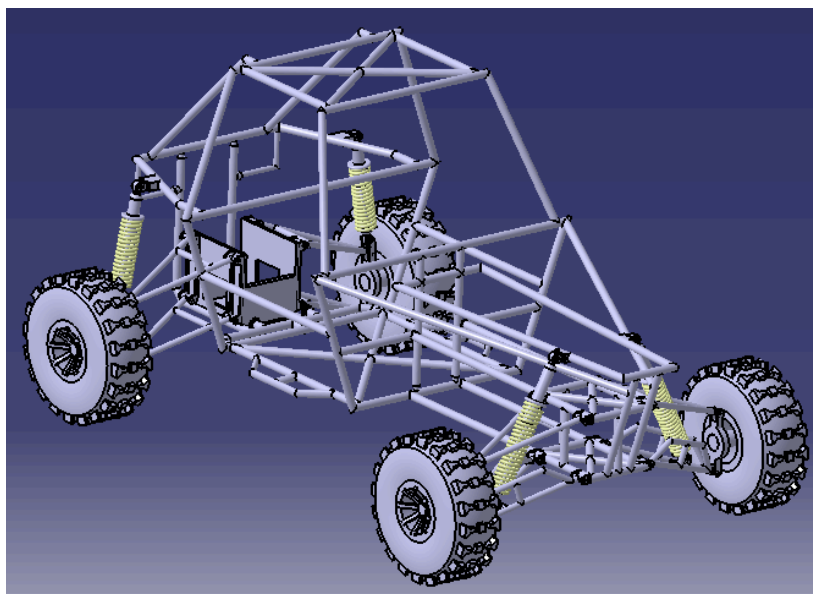
#### 1.4. Datos de partida

En este apartado se detallaran las dimensiones generales del vehículo que son las que se tendrán en cuenta a la hora de su posterior análisis.

Es necesario reseñar que la creación del chasis del vehículo ha sido libre en cuanto al dimensionamiento ya que el diseño del mismo es de creación propia.



A continuación se muestra una imagen en la que se puede observar el vehículo.



En la siguiente tabla se pueden ver las dimensiones generales del vehículo:

DIMENSIONES GENERALES	
<b>Longitud total</b>	3400 mm
<b>Anchura total</b>	2100 mm
<b>Altura total</b>	1900 mm
<b>Distancia entre ejes</b>	2600 mm

### 1.5. Diseño de la estructura

El chasis es la estructura que formara el vehículo todoterreno, que sostiene y aporta rigidez, por lo tanto del chasis se deriva la estabilidad, el dinamismo y el comportamiento final del vehículo en funcionamiento.

La estructura del vehículo tiene que soportar los esfuerzos y solicitaciones mecánicas a los que estará sometido durante su utilización, con lo que el chasis tendrá que cumplir unos ciertos valores de rigidez. Para conseguirlos, se considerara la resistencia estática y la estabilidad de los elementos estructurales.

Al igual que el chasis es uno de los elementos más importantes para el diseño del vehículo será el elemento que garantizara la seguridad del piloto, por ello he establecido ensayos requeridos por la RFEDA (Real Federación Española De Automovilismo), además de algunos otros que serán de gran utilidad para el diseño eficiente de la estructura.

### 1.5.1.- requisitos técnicos del diseño

Antes de comenzar a diseñar el chasis se tendrán que establecer una serie de requisitos que se tendrán que llegar a conseguir al final de dicho diseño para asegurarse el buen funcionamiento del mismo.

Los requisitos son tres:

- Funcionalidad :
  - Las dimensiones del chasis tanto de longitud como de altura deben de ser lo mínimas posible para garantizar la conducción por todo tipo de terrenos además de facilitar la instalación de elementos mecánicos y eléctricos (si fuesen necesarios). Pero sobre todo para que el peso y coste del vehículo sean lo mínimo posible . Todo ello garantizando la seguridad del conductor .
  - Las dimensiones de anchura también tienen que ser las mínimas que hagan posible la dirección del vehículo sin problemas
- Rigidez :
  - La deformación elástica de la estructura ha de ser lo mínima posible para optimizar el funcionamiento del vehículo.
  - Ofrecer una transferencia optima de los pesos en la dinámica , movimiento , del vehículo .
- Ligereza :
  - Con ello se conseguirá aumentar el rendimiento dinámico del vehículo , como consecuencia se producirá una disminución de las fuerzas , momentos e inercias .
  - También se mejorara el rendimiento mecánico que llevara a más potencia efectiva del motor.

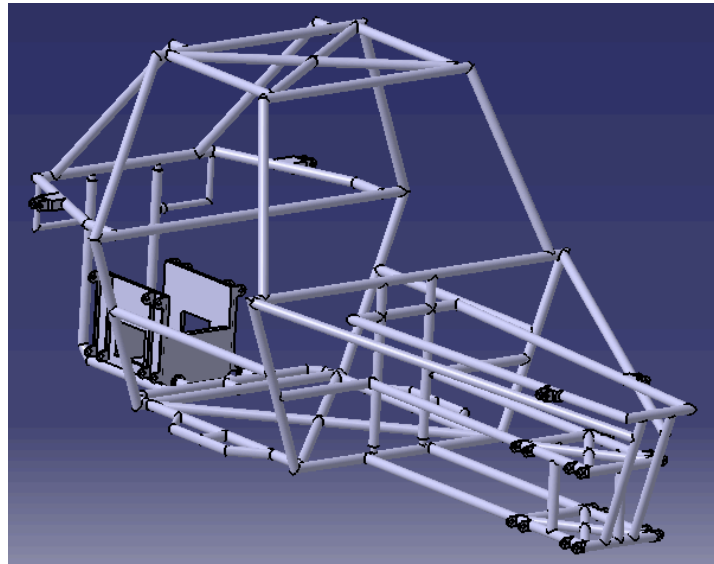
### 1.5.2.- Chasis elegido

Finalmente el chasis elegido y escogido para diseñar y analizar fue un chasis tubular ya sea por lo factible de su diseño como por el buen comportamiento ante diversos tipos de cargas.



Con este tipo de chasis se va a obtener una completa integración de la zona del habitáculo, donde se montaría el asiento del piloto, gracias a la similitud entre elementos estructurales y las uniones entre el chasis y la armadura de seguridad que todo chasis por normativa de la RFEDA debe llevar montado.

A continuación es mostrada una imagen del chasis inicial desarrollado en este proyecto.



### 1.5.3.- rigidez a flexión y a torsión

Cuando se va a diseñar una estructura tubular habrá que tener en cuenta la rigidez con la que contara el modelo. Se van a estudiar dos tipos de rigidez: rigidez a flexión y a torsión.

- Rigidez a flexión:

Hace referencia a la posibilidad de que la estructura se flexione como consecuencia de su propio peso (los elementos que conforman el vehículo). Se puede intuir que este suceso no se producirá y no conllevará problemas a la hora del diseño.

- Rigidez a torsión:

Esta rigidez es de vital importancia a la hora de validar el diseño de un vehículo de estas características debido a ésta definirá el comportamiento y la deformación de la estructura delante de sollicitaciones asimétricas. Un ejemplo de este caso será cuando unas de las ruedas no esté en contacto con el suelo, mientras las otras tres siguen en el suelo.

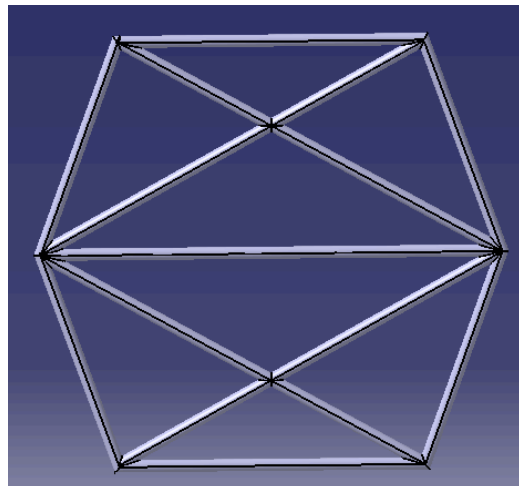
El método más utilizado para crear rigidez en estructuras tubulares es la triangulación, mediante esta se consigue reducir notablemente la deformación máxima sufrida por el chasis, debido a que la deformación producida por los esfuerzos axiales es bastante menor que los producidos por los torsores y flectores.

Lo anterior se refiere a que cuando la estructura no está arriostrada mediante barras diagonales gran parte de los esfuerzos son absorbidos por los nudos en forma de flexores y cuando se montan elementos diagonales para su arriostrado se consigue que estos elementos estén sometidos a esfuerzos axiales de manera que los nudos trabajan con un momento flexor más reducido.

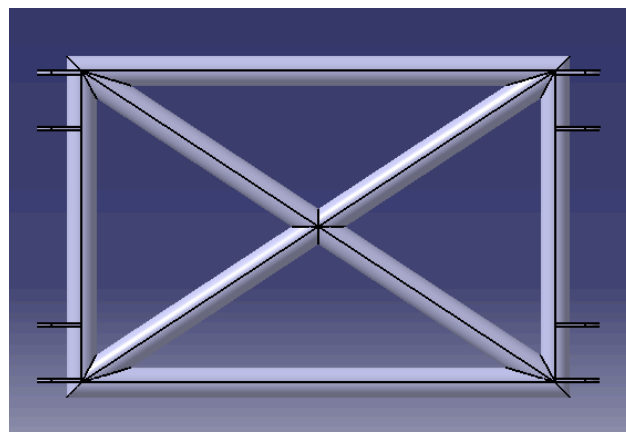
Con lo referente a esfuerzos axiales, serán preferibles que sean de tracción en lugar de compresión para evitar en lo más posible la aparición del fenómeno del pandeo.

En la estructura tubular diseñada se ha intentado utilizar en mayor medida este método pero éste ha tenido que convivir con el sugerente diseño que se le ha querido dar, por ello no siempre se ha utilizado. A continuación aparecen algunas piezas o zonas donde este método ha sido utilizado.

La primera imagen hace referencia al arco principal de la estructura



Y la segunda, es la pieza superior, donde se une el chasis a los brazos de la suspensión.



#### 1.5.4.- método de trabajo

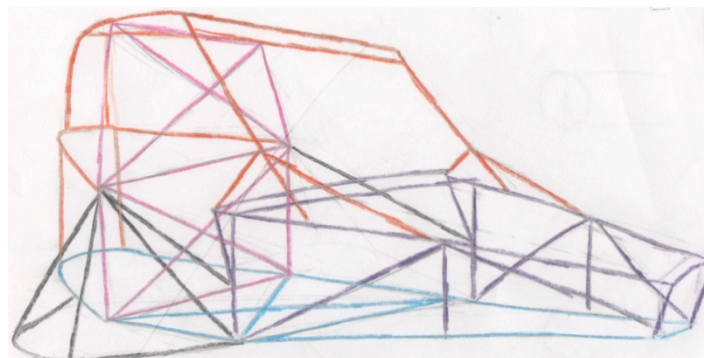
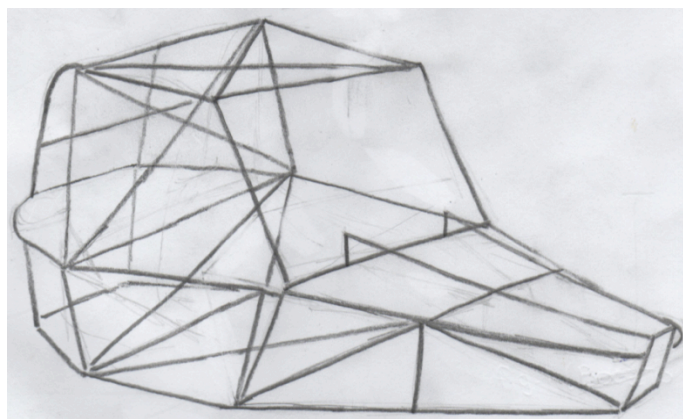
En este apartado se hace referencia al conjunto de procesos y métodos de trabajo que se llevan a cabo para diseñar y analizar un elemento o conjunto de elementos reales y finalmente llegar a las conclusiones.

Para el diseño y análisis de este proyecto se ha seguido el siguiente proceso:

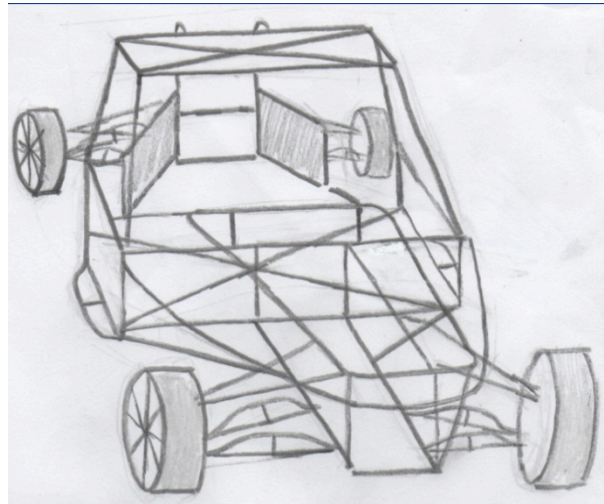
##### 1.5.4.1-Esbozo de diseños

Como anteriormente ha sido mencionado el chasis se diseñó mediante el programa Catia , pero antes de eso se tuvieron que hacer varios bocetos dibujados a mano alzada para poder hacerse una idea de cómo iba a ser la estructura y así tener un punto de inicio a la hora de ponerse a dibujar en el ordenador .

A continuación muestro imágenes de algunos bocetos



Estos dos siguen más o menos un mismo patrón con algunas diferencias pero el que más se parece al modelado final es el que aparece en la siguiente imagen



#### 1.5.4.2.-Búsqueda de información

En un principio se piensa en el diseño de un chasis tubular , pero sin descartar otras posibles configuraciones que puedan ir resultando más adecuadas . Debido a ello se empieza a buscar e investigar por la red y por revistas especializadas diferentes tipos de soluciones constructivas que pueden servir de ayuda antes de decantarse por un tipo de chasis .

#### 1.5.4.3.-Obtención del modelo

Gracias a toda la información recogida y las ideas adquiridas anteriormente se decide por la realización del chasis mediante una estructura tubular , pudiendo introducir en la misma elementos macizos que aporten rigidez o sean sin más una solución constructiva .

Se parte de un modelo inicial que posteriormente podrá ser modificado según los condicionantes de cargas y / o parámetros de diseño buscados .

#### 1.5.4.4.-Modelado del chasis

En este punto del proyecto hacía falta un programa que sirviera de ayuda para el desarrollo por ordenador de la estructura y el programa elegido fue el CATIA .

Antes de empezar a dibujar directamente en el ordenador se hicieron algunas hipótesis de las medidas de los elementos estructurales con la ayuda de la información recopilada anteriormente y que a posterior podrían ser modificadas al gusto del proyectista o por necesidad de un rediseño tras la obtención de los resultados de los análisis que más adelante se detallaran .

Mediante CATIA se fueron creando uno a uno y por separado todos los elementos estructurales que generaban cada uno de ellos un archivo del tipo “.CATpart” . Cuando se tuvieron todos los elementos dibujados se fueron uniendo

todos en un único ensamblaje generando con ello un solo archivo del tipo “.CATproduct” .

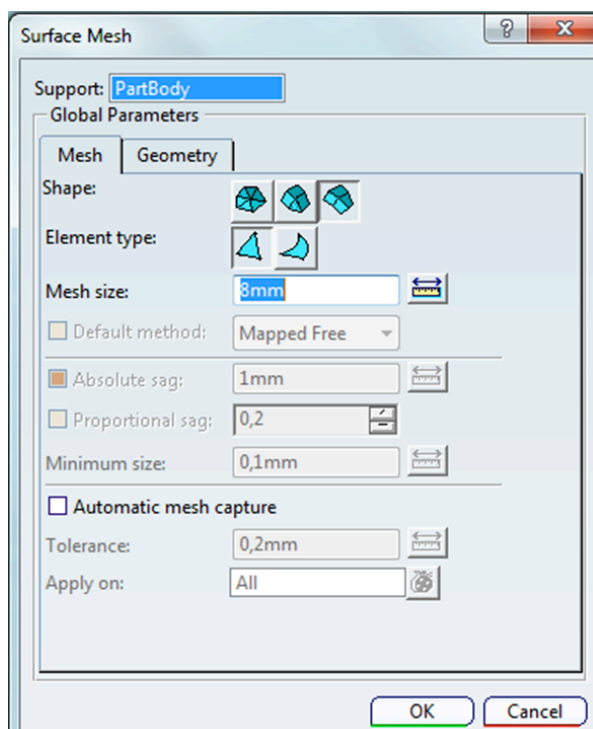
#### 1.5.4.5.-Mallado de la estructura

Este punto se realiza gracias a la pestaña de “finite element modeling ” dentro de la sección de simulation . Aquí se va a exportar el mallado en un archivo con extensión ( .DAT ) en el cual habrá que realizar una modificación , debido sino a la incompatibilidad con el programa MARC-MENTAT , abriendo el archivo en un bloc de notas y reemplazando las comas por puntos .

Realmente lo que se va a mallar y lo que va ser sometido al posterior análisis es solo el chasis , debido a ello las ruedas se eliminan para estos análisis.

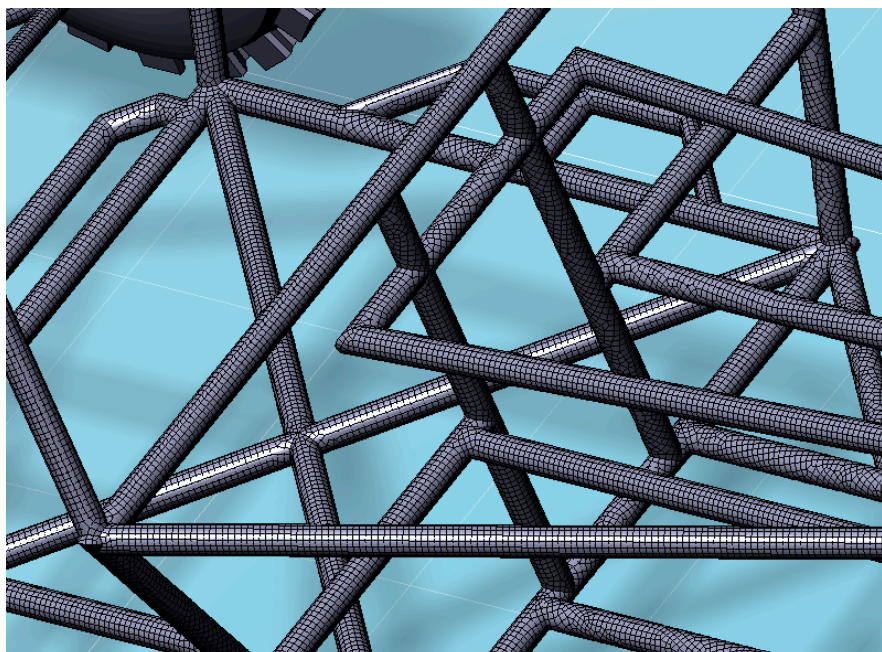
Como puede observarse en la posterior imagen para el mallado se utilizan los cuadrados de tipo linear con una medida de 8mm. Esta medida será más que suficiente para un mallado regular por toda la pieza . Se ha utilizado este tipo de mallado debido a que luego en el programa MARC-MENTAT de elementos finitos para el análisis hace falta integrar y será más sencillo la integración de un cuadrado que la de otro tipo de figura .

Seguidamente se puede observar una imagen de la pestaña donde se seleccionan las propiedades de los mallados .

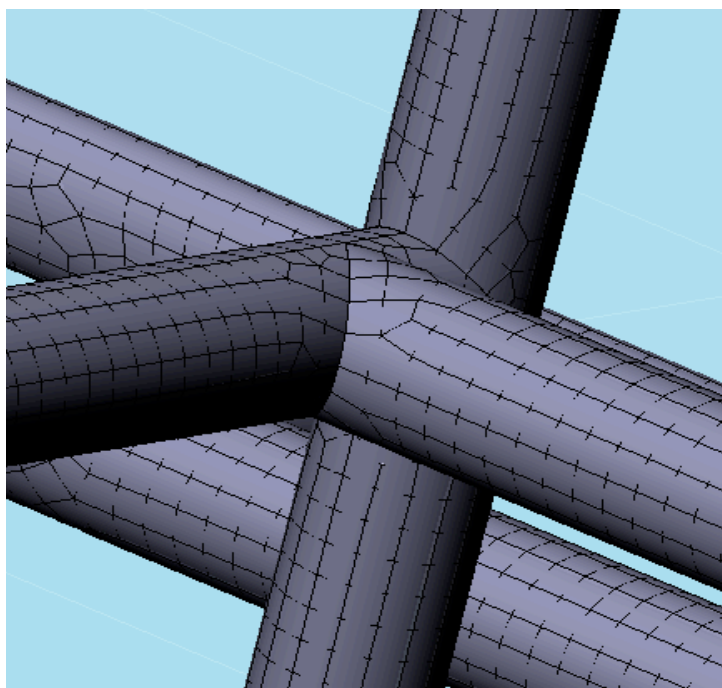


A continuación se observa una imagen donde se puede observar que el mallado obtenido en todas las superficies es bastante regular.





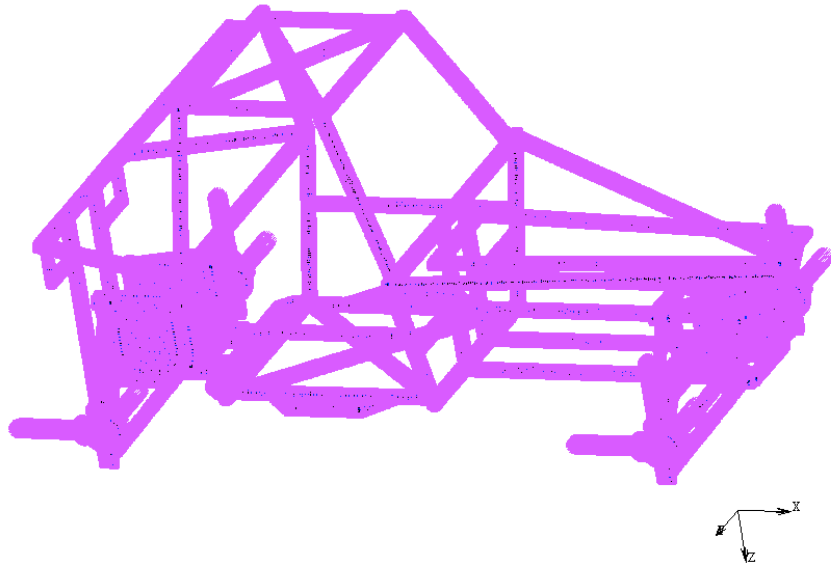
En la última imagen de mallados en CATIA se ve que el mallado es continuo , es decir , que no se interrumpe entre pieza y pieza . Esto se consigue , que toda la estructura es solo una pieza , gracias a la herramienta de CATIA “add parts” que más adelante se explica.



Una vez obtenido el mallado en CATIA se exporte éste al programa MARC-MENTAT para su posterior análisis.

#### 1.5.4.6.-MARC-MENTAT

Una vez que ya se ha modificado el bloc de notas, anteriormente se ha explicado, para hacerlo compatible con el programa la imagen que se obtiene es la siguiente:



Puede verse en la imagen que el chasis está orientado correctamente según la SAE.

En este programa habrá que realizar una serie de modificaciones, además de otorgar al chasis de unas propiedades geométricas , establecer un material , ...

La estructura que se sigue en el programa y que se suele hacer en todos o casi todos los de elementos finitos será la siguiente :

- Pre proceso

Donde se realizara la definición de geometría, la generación de malla, la asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades.

Se comenzara con la asignación de elementos tipo “Shell” al mallado aunque durante el análisis podría verse conveniente el empleo de otro tipo de elementos .Como en CATIA se ha realizado una estructura tubular maciza aquí se le colocara un pequeño espesor de 2,5 mm. que es lo habitual para este tipo de estructuras por temas económicos y de pesaje.

Luego se seleccionara el material que se va a utilizar para el análisis del chasis. En un principio se va a utilizar un acero de las siguientes propiedades :

Módulo de elasticidad	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
Módulo de elasticidad transversal	$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 8,110^{11} \text{ N/m}^2$
Coefficiente de poisson	$\nu = 0.3$
Coefficiente de dilatación normal	$\alpha = 12 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Densidad	$\rho = 7850 \text{ Kg / m}^3$

La especificación del material sería un acero AISI 4130. Esta nomenclatura de los aceros es mediante el sistema S.A.E. – AISI. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y ella está determinada por el tratamiento y la composición química, uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química .

En este sistema el acero se clasifica con cuatro dígitos . Los dos primeros se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. Debido a ello , el AISI 4130 estará compuesto por molibdeno y manganeso en la aleación y por un 0.3% de carbono .

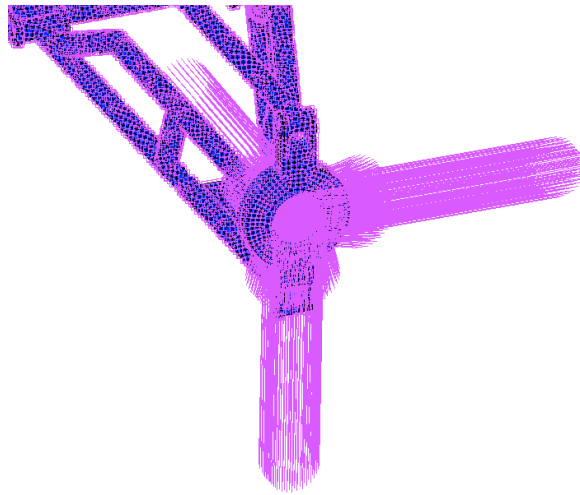
El molibdeno mejora notablemente la resistencia a la tracción , la templabilidad , resistencia a la fragilidad causada por el temple y la resistencia al creep de los aceros ( deformación por fluencia lenta ) . Su bajo contenido de carbono la da buenas características de soldabilidad . El molibdeno aumenta la resistencia de los aceros en caliente .

Por otro lado , el manganeso se añade como elemento de adición para neutralizar la influencia del azufre y del oxígeno . También actúa como desoxidante y evita , en parte , que en la solidificación del acero se produzcan porosidades perjudiciales . Además , sin el manganeso los aceros no se podrían laminar ni forjar porque al tener azufre , éste hace que a la hora de trabajos en caliente funda el acero.

El tipo de acero y el espesor de las barras cilíndricas podrán verse modificados por exigencias técnicas tras los análisis (que no aguanten las cargas introducidas) o por comparar con otro tipo de barras para observar cuál de ellas resistente mejor las cargas.

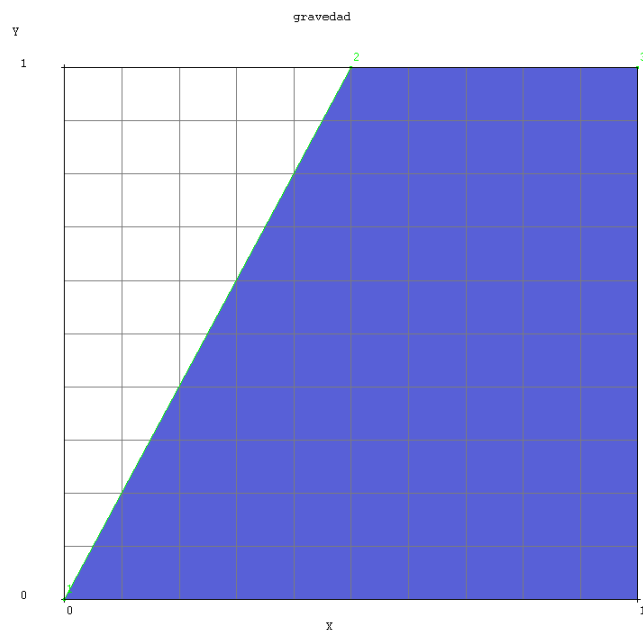
Por ultimo en la pestaña de boundary conditions se irán estableciendo e introduciendo las distintas cargas y restricciones para los pertinentes análisis que se realizaran a posteriori. La selección de cada una de ellas se hará más adelante. Una de las restricciones que se introducirán será la sujeción de la estructura a través de las cuatro manguetas, en la imagen siguiente aparece el ejemplo de una de ellas





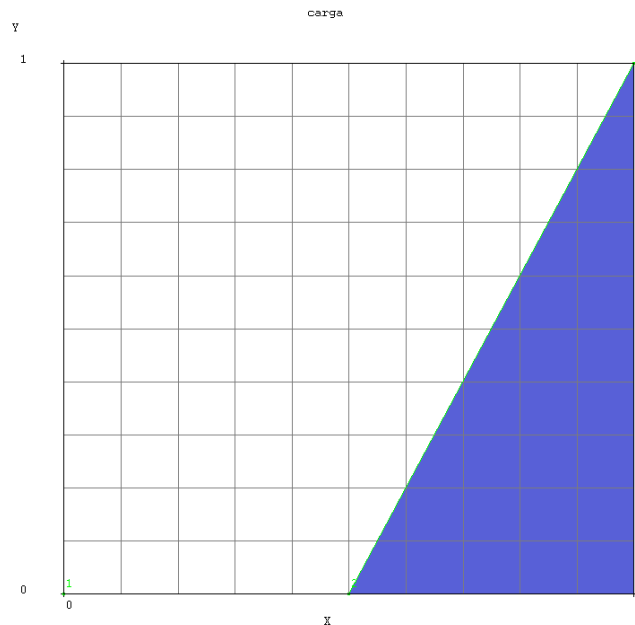
Antes de pasar al apartado de análisis habrá que realizar varias tablas para después asignarlas a cada una de las cargas la estructura soportara. Lo que se pretende hacer con las tablas es aplicar las cargas de manera prolongada en el tiempo y no en un solo instante porque si no el programa podría fallar. A continuación se muestran dos tablas que se usaran para la aplicación de las cargas y que servirán de explicación.

La primera se aplicara a la gravedad



La tabla hace referencia a un segundo y como se ve está dividida en 10x10. Con esta tabla se consigue una aplicación paulatina de la gravedad hasta la mitad del tiempo y después de llegar a su máximo se mantiene en el tiempo.

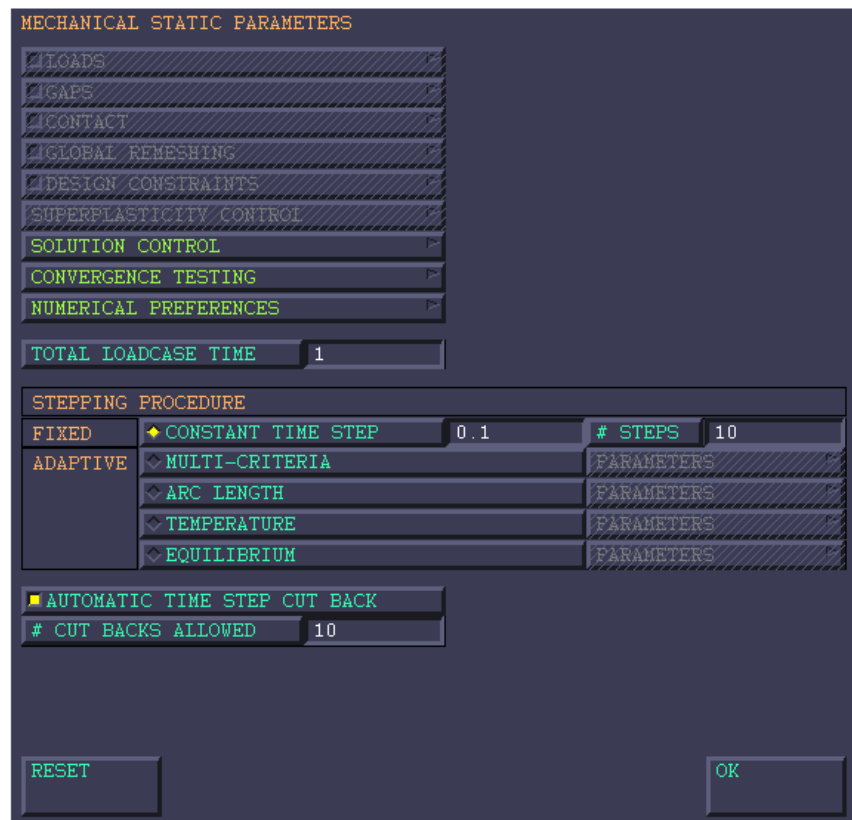
La siguiente tabla se utilizará para cargas puntuales que afecten a la estructura.



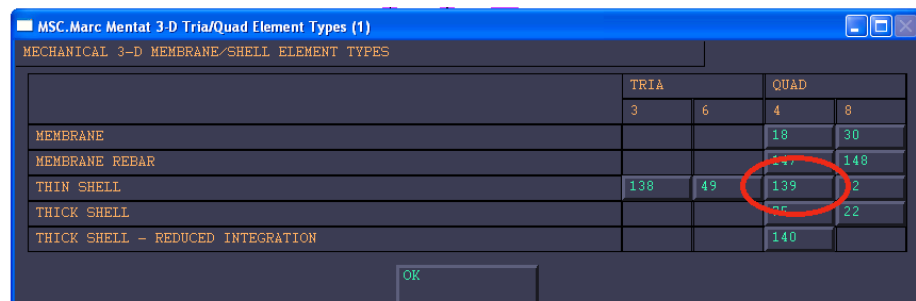
Puede verse que está dividida en 10x10 para asegurarnos que la fuerza de la gravedad ya se ha aplicado. La finalidad de esta tabla es la misma que la anterior y es asegurarnos que el programa no falle gracias a que la aplicación de las cargas es de forma moderada y prolongada en el tiempo.

- **Análisis**

Este apartado se divide en dos pestañas: load cases y Jobs. En la primera se pueden crear los casos de carga que uno quiera. Se pueden haber creado en el apartado anterior varias cargas y en esta pestaña se pueden ir poniendo una a una o de dos en dos o como uno quiera. Se crearan load cases del tipo “mechanical” y a su vez estáticos, en la pestaña que se muestra a continuación puede verse la pantalla final donde se elige los “steps” con que se quiere que se produzca la aplicación de las cargas sobre el chasis.



En la pestaña de Jobs se podrán ejecutar los load cases que se hallan creado anteriormente. Para ello, se podrán seleccionar los distintos casos de carga que antes se han diseñado y en el cuadro de "initial loads" se colocara la fijación al suelo que antes se había creado. Dentro de Jobs "results" se establecerán los análisis que se quieren obtener, en este caso se seleccionaron: "equivalent Von Mises stress", "stress" y "total stress". A continuación se selecciona en "element types" el tipo de elemento que se usará y en este caso habrá que pinchar en "3-D membrane/Shell" para después elegir de entre todas las opciones que se tienen la que en la siguiente imagen aparece rodeada de rojo:



Como puede observarse se seleccionó "thin Shell" y después se optó "quad 4" porque en el mallado realizado en Catia se había utilizado cuadrados no cubos que serían los de "quad 8".

Para concluir con el apartado, se realizara el análisis entrando en la pestaña de “run”, donde se deberá crear el archivo .dat mediante la pestaña de “write input”, para después poder realizar el procesado del chasis .Este se realizara con la pestaña “submit”.

- Post proceso

En este apartado, se visionan los resultados obtenidos mediante el procesado del apartado anterior . Se pueden visionar claramente los lugares donde exista mayor deformación o desplazamientos para así después realizar un rediseño óptimo que disminuya estas deformaciones o desplazamientos.

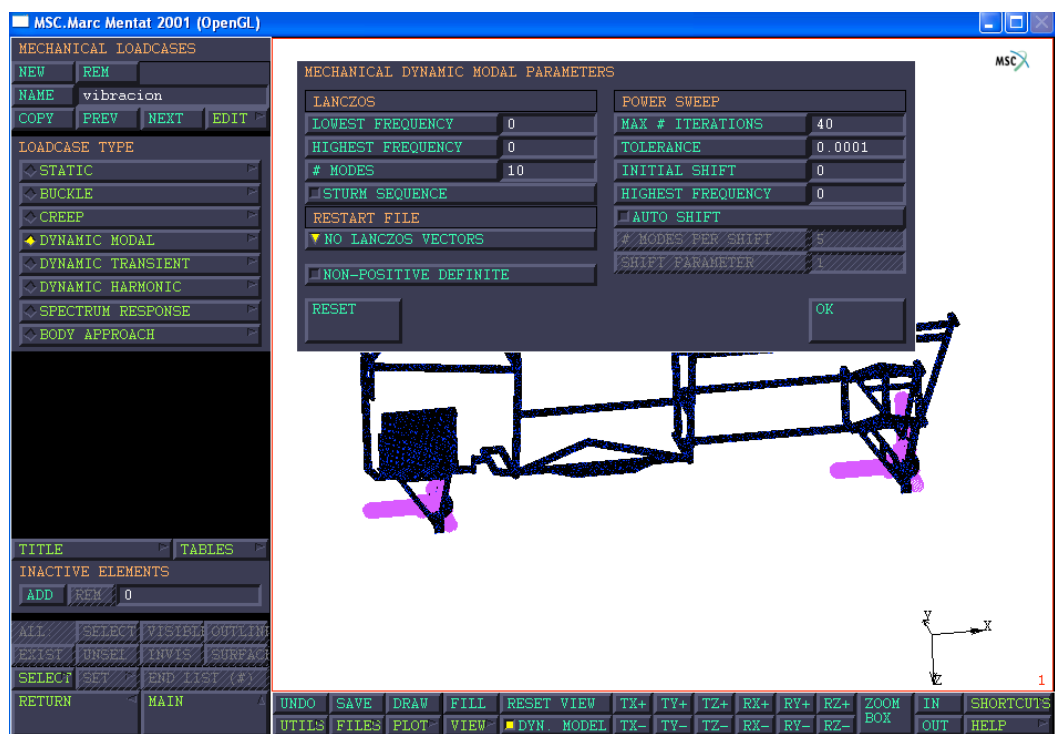
#### 1.5.4.7.-Análisis de resultados y conclusiones

En este apartado, lo que se pretende es realizar un análisis y estudio de los resultados obtenidos anteriormente , gracias a la ayuda del programa de elementos finitos.

Tras haber visionado en el apartado anterior todos los resultados, se pensaran soluciones para mitigar y solventar los desperfectos que se puedan tener en el chasis a fin de rebajar las deformaciones y desplazamientos en el mismo.

- Análisis de vibración

En este apartado se mostrará la forma de llevar a cabo el análisis en el programa. Una vez que se tiene el chasis en Marc-Mentat, cambia poco este análisis dinámico con respecto al estático, a la hora de crear el “Load cases” en lugar de seleccionar un “mechanical static” habría que seleccionar “mechanical dinamyc modal”.



Previo a esto, la fijación por la cual se sustenta el chasis habrá restringirle, además de los desplazamientos en las tres direcciones, los momentos de en las tres direcciones.

Y por último, a la hora de elegir la opción de “run” también se selecciona “mechanical” y en “initial loads” se pinchan como en la siguiente imagen:



## 1.6.- SISTEMA DE SUSPENSIÓN

### 1.6.1.- Introducción

Primeramente y como en algunos apartados anteriormente se ha realizado, se introducirá en el tema a desarrollar con una pequeña introducción

#### ➤ Sistema de suspensión

Según la RAE lo define como un conjunto de piezas y mecanismos destinados a hacer elástico el apoyo de la carrocería sobre los ejes de las ruedas.

#### **Masas suspendidas y no suspendidas**

Cuando se define las masas suspendidas y no suspendidas, se define la diferencia de las mismas. Si bien la masa total del automóvil es la suma de las dos, la diferenciación de las mismas permitirá realizar definiciones y cálculos que serán de gran importancia

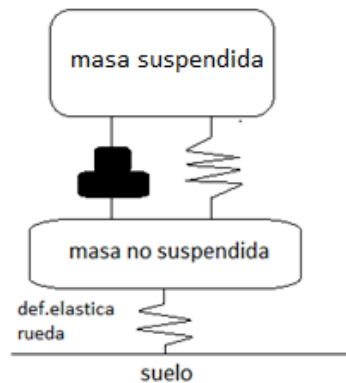
- Masa suspendida

Elementos cuyo peso es el soportado por el chasis o bastidor ( motor , carrocería , ...)

- Masa no suspendida

Será la parte del vehículo en contacto permanente con el suelo (ruedas, elementos de la suspensión como muelles, amortiguadores, brazos,...)

El sistema de suspensión se puede considerar como parte de la masa no suspendida que enlaza con la masa suspendida por medio de una unión elástica : muelles , dispositivos neumáticos , ... , que no solo amortigua los golpes que las ruedas transmiten al bastidor , sino también los que el mismo peso del coche devuelve a las ruedas a causa de la reacción



### Funciones del sistema de suspensión

- Actuará como soporte de carga del vehículo. Deberá contar con elementos suficientemente resistentes y elásticos para aguantar las cargas sin presentar deformaciones permanentes ni roturas.
- Mantenimiento de la altura adecuada del vehículo.
- Aislar el compartimento dedicado al transporte , de las irregularidades de la calzada .
- Minimizar las vibraciones
- Correcto guiado de las ruedas
- Resistir a los movimientos de la carrocería : cabeceo , balanceo , ...

Movimientos o efectos en la carrocería que se busca minimizar :

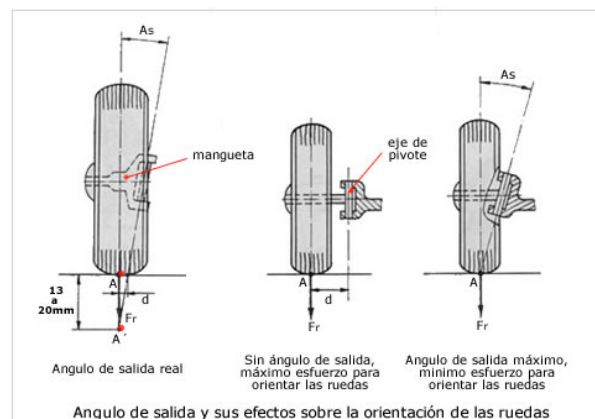
- ✓ Balanceo ( giro en X ): para mitigar sus esfuerzos se utilizan muelles y barras estabilizadoras

- ✓ Cabeceo ( giro en Y ) : se puede producir tanto por irregularidades de la calzada como por una aceleración o frenada brusca .
- ✓ Guiñada ( giro en Z ): se produce sobretodo en situaciones de cambios bruscos de dirección

Para que el funcionamiento de la dirección resulte adecuado, es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección. En este proyecto serán utilizadas y estudiadas solo las dos primeras , debido a ello hay algunas que no se mencionan . Estas cotas son:

- Angulo de salida ( Kin-pin )

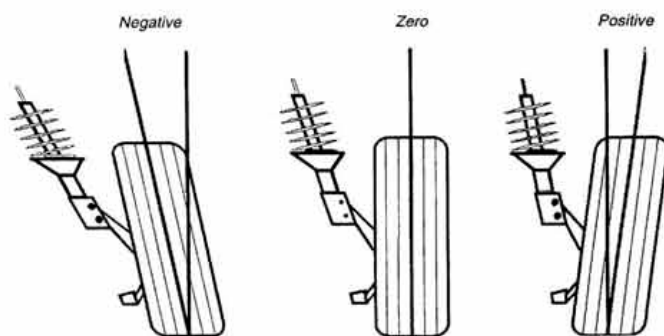
Es el ángulo “As” que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A'. Suele estar comprendido entre 5° y 10° y este caso será de entre 8° y 10°.



- Angulo de caída ( Camber )

La función de este ángulo es de distribuir el peso del vehículo sobre la superficie de las llantas para evitar el desgaste desigual en las mismas

Camber es una medida angular que representa la inclinación de la parte superior de las ruedas, hacia fuera (+) o hacia adentro (-), a partir de la vertical, vista desde el frente del vehículo. Para vehículos todo terreno se recomienda mantener el valor entre 0,5 y 1 grados para el correcto funcionamiento del sistema de suspensión.

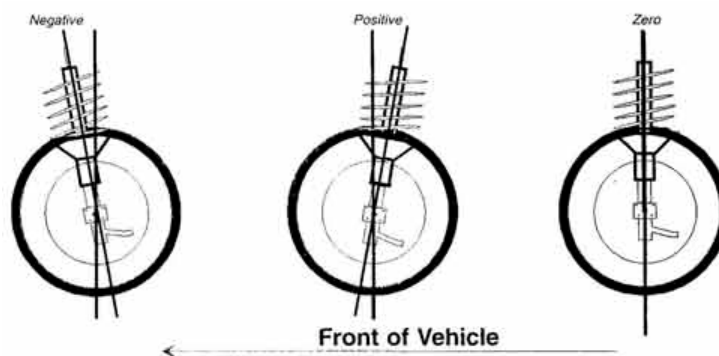


Con el vehículo en movimiento el “camber estático” variara en función del peso (ocupantes y cargas) y condiciones del cambio debido al sistema de suspensión.

- Angulo de avance ( Caster )

Tiene como función proporcionar estabilidad direccional y facilitar la dirección.

En una vista lateral del vehículo , el ángulo de caster es el que se forma entre la línea que une los puntos de pivote donde se fijan los brazos de suspensión , es decir las rotulas , y la normal con el piso , hacia adelante (-) o hacia atrás (+) medida en grados . Para vehículos todoterreno se recomienda mantener el valor entre 3 y 7 grados



## 1.6.2.- Elementos del sistema de suspensión

### 1.6.2.1.- Muelles o resortes helicoidales

Consisten en una espiral o varilla de acero enrollada que consta de cierta rigidez , las espiras de los extremos son planas , para favorecer el acoplamiento del muelle en su apoyo .



Son los elementos que soportan el peso del automóvil además se encargan de soportar las cargas que ejerce el vehículo cuando está en movimiento y amortigua las cargas .

La presión requerida para comprimir el resorte es el coeficiente del resorte . Éste es calculado para hacerlo compatible con cada automóvil y en algunos casos puede ser diferente de derecha a izquierda . El resorte en este proyecto no será necesario calcularlo debido a que a continuación, en un apartado, se calcularán las fuerzas máximas que deberá soportar el amortiguador en su conjunto, además al montar unos coil overs, una vez que se haya elegido el adecuado, el resorte va montado con él con lo que su cálculo no es necesario.

Los resortes se clasifican en función de la deflexión bajo una carga dada , la ley de Hooke (  $F=Kx$  ) indica que una fuerza aplicada a un resorte hace que este se comprima en proporción directa a la fuerza aplicada . Al retirarse la fuerza , el resorte regresa a su posición original , en caso que no sea sobrecargado . Conforme se quiera menor deformación para una misma carga aplicada se dispondrá de resortes más rígidos . Los resortes están diseñados para soportar en forma adecuada la carga y proporcionar al mismo tiempo una conducción suave y blanda tanto como sea posible.

A continuación se muestra una imagen del tipo de resorte que será montado en vehículo



Resorte helicoidal

#### 1.6.2.2.- Rotulas

Sirven para el viraje del automóvil , cuando debe tomar una curva , permitiendo la acción oscilatoria entre los extremos de los brazos de control . La rotula sobre el brazo de control con el muelle de la suspensión se denomina articulación de bola de transporte de peso .

Cuando el brazo de control está arriba del nudillo de la dirección , empuja la rótula hacia la unión , lo cual comprime la coyuntura de la bola y por ello se le denomina articulación de bola de compresión .

Cuando la unión de la dirección se conecta por encima del brazo de control se denomina articulación de bola de tensión , se encuentra en tensión porque el peso del vehículo trata de empujar la rótula desde el nudillo .

En la siguiente imagen puede observarse las rotulas que irán instaladas después en la estructura



#### 1.6.2.3.- Amortiguadores

Se montara un tipo “coilover” debido a que los resortes del mismo van situados exteriormente al amortiguador hidráulico , con lo que la suspensión es fácilmente ajustable y muy compacta , permitiendo un ángulo de inclinación mayor gracias a que sus articulaciones son esféricas .El recorrido de los coilover deberá de ser de gran recorrido para poder circular por todo tipo de terrenos sin afectar a la estructura . Éste será de unas 15” .

Un “coilover” en realidad es una combinación de amortiguador hidráulico y un resorte . El mecanismo se completa con una ménsula inferior de soporte del resorte , el cual sirve para ajustar la altura . El amortiguador trae una parte roscada , lo que permite a la ménsula inferior desplazarse fácilmente arriba o abajo , para disminuir o aumentar la altura del vehículo .



Además , cuando la suspensión está totalmente extendida , el resorte no está comprimido , lo que facilita el cambio rápido de los resortes sin necesidad de utilizar una prensa para comprimirlo .

Los ajustes que se pueden realizar son varios y dependen de los modelos pero generalmente se puede modificar la altura , la compresión , el rebote , ...

### Ventajas de uso :

- Flexibilidad de cambio rápido de la altura del coche y resorte utilizando únicamente herramientas manuales
- El balanceo de la suspensión . En este proceso se coloca una báscula bajo cada rueda , con el piloto montado , y se ajusta la suspensión hasta que el peso total quede equitativamente dividido , evidentemente es imposible eliminar el hecho de que el coche pese más adelante que atrás ( debido a la distribución de los pesos ) , pero si se puede realizar un ajuste en los lados izquierdo y derecho para que los dos soporten exactamente el mismo peso .
- Excelente manejo y extraordinaria versatilidad de la suspensión

Los “coilovers” se dividen en : paquetes modificados y paquetes dedicados . Los más comunes son los modificados , que sirven para modificar un amortiguador ya existente , mediante una camisa roscada que se le adapta , de manera que se quede asegurada firmemente en su sitio . En el otro tipo , se tiene una camisa soldada o ensamblada de manera permanente y aquí se utiliza un amortiguador nuevo .

En ambos tipos , se utiliza un ménsula de soporte corrediza , ubicada en la parte inferior que se hace girar en la rosca del amortiguador , para ajustar la altura del resorte , después viene el resorte principal , y por último , la ménsula superior del resorte .

El ajuste de un “coilover” es un proceso muy sencillo . La ménsula de soporte inferior del resorte queda fija en su lugar , mediante un juego de collares de fijación , o mediante un pequeño tornillo de bloqueo , que viene incorporado en la ménsula de soporte . Cuando el buggy se levante del suelo , la ménsula se hace girar en cualquier dirección , ya sea a mano , o con una herramienta , desplazándola arriba o abajo por la carcasa roscada del amortiguador . Una vez que se tiene la altura justa , simplemente se vuelve a fijar la ménsula de soporte inferior , ya sea con los anillos de fijación o con el tornillo de bloqueo y ya se tiene la altura requerida .



### Curva característica :

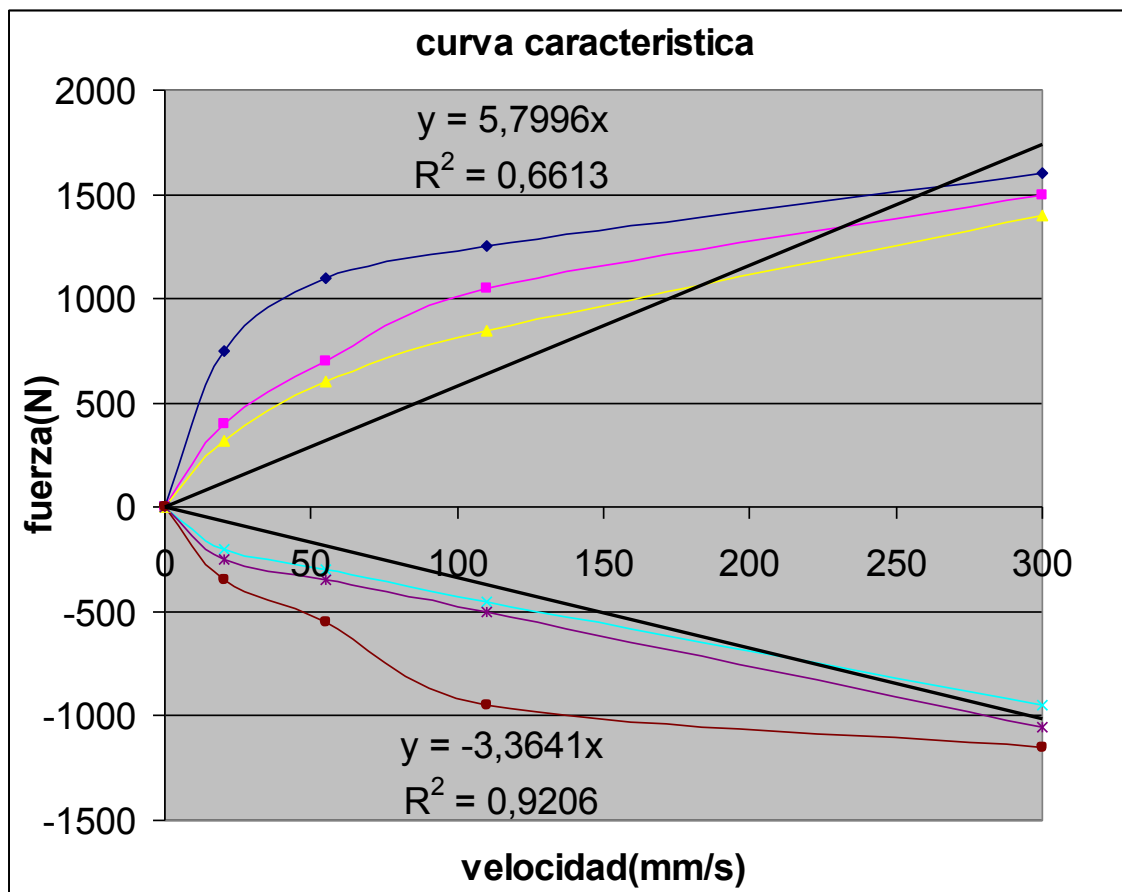
Los parámetros básicos que definen el comportamiento de un amortiguador son :

- La curva característica ( grafica fuerza VS velocidad )
- El coeficiente de amortiguación promedio
- Relación compresión / extensión

En la siguiente grafica se muestra la curva característica del amortiguador usado para el buggy. Se pueden observar curvas en positivo y curvas en negativo , esto hace referencia a que el amortiguador puede generar fuerza tanto en extensión como en compresión ( la fuerza positiva se refiere a la fuerza generada por el amortiguador en extensión y la negativa en compresión ).

En la gráfica se pueden observar tres curvas en extensión y otras tres en compresión debido a que el amortiguador seleccionado es ajustable , por lo tanto al cambiarle la configuración , el comportamiento del mismo varia.

En el gráfico , se ha realizado una aproximación lineal de una de sus configuraciones para poder estimar la constante de amortiguación. La pendiente de esa recta representa una aproximación de la constante de amortiguación.



Para los análisis dinámicos del vehículo , es muy útil aproximar amortiguadores relativamente lineales con una curva característica con la fuerza proporcional a la velocidad. Sin embargo, los amortiguadores generalmente trabajan con diferente intensidad para extensión y compresión. Luego , el coeficiente promedio de amortiguador es :

$$C_a = \frac{1}{2} (C_c + C_e)$$

Donde :

$C_c$  – coeficiente de amortiguación a compresión

$C_e$  – coeficiente de amortiguación a extensión

Como ejemplo representativo de lo expuesto anteriormente , se puede utilizar los datos del grafico

$$C_c = 3,3641 \text{ N*s/m}$$

$$C_e = 5,7996 \text{ N*s/m}$$

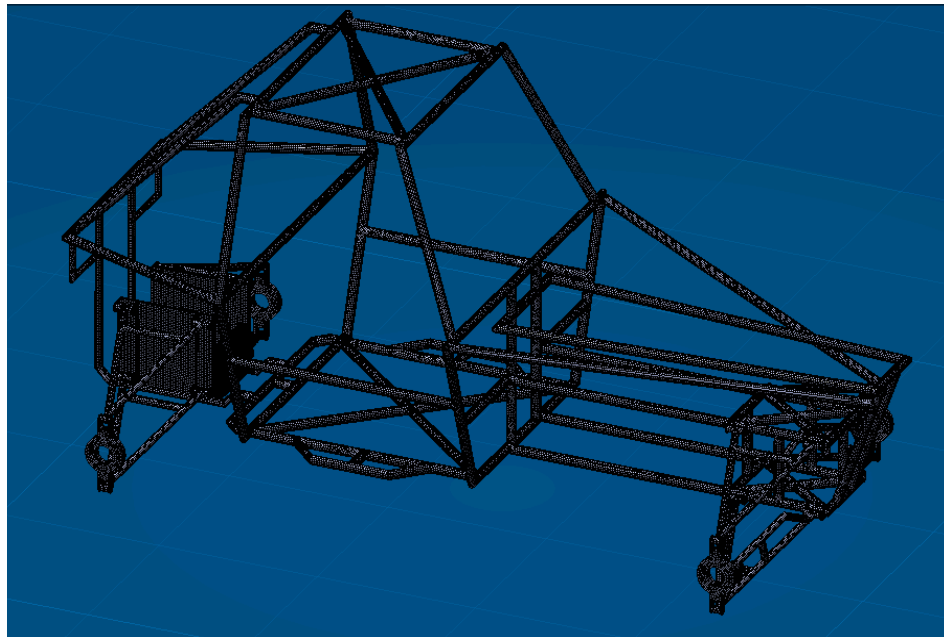
La relación de compresión / extensión es :

$$R_{Ce} = C_c / C_e$$

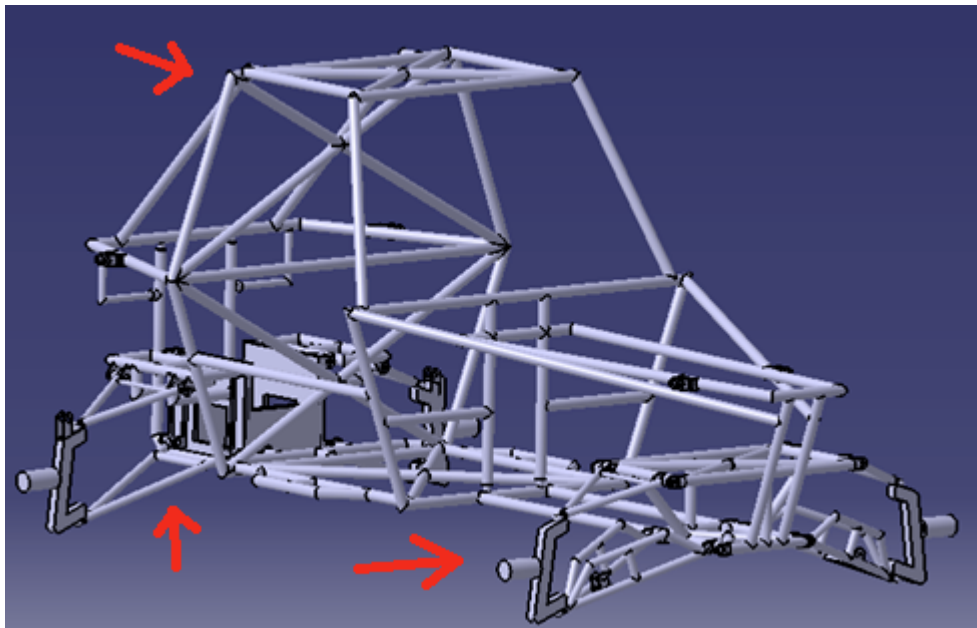
En un vehículo como el que se está diseñando , en el cual interesa que tenga maniobrabilidad esta relación es aproximadamente 40/60.

### 1.7.-CONCLUSIONES FINALES

En este apartado se trata de realizar un breve resumen del contenido total del proyecto. Aunque haya apartados que todavía no se hallan tratado, se expondrán brevemente para que sirvan de pequeña introducción para cuando se retomen en los cálculos Para ello, lo primero que será mostrado es el resultado inicial del chasis.



Y seguidamente se expondrá en resultado final para que sirva de comparación.



Como puede observarse comparando las dos imágenes, las modificaciones que se han llevado a cabo se centran principalmente en las suspensiones y en el arco principal de la estructura, como bien se indica mediante las flechas coloreadas.

La cantidad de barras utilizadas para el conformado de la estructura asciende a unos 70 metros de tubería de acero-AISI 4130 con espesor de 2.5 mm. La elección del material y del espesor del tubo vendrá especificado en el documento de cálculos

El sistema de suspensión seleccionado se compondrá de un sistema independiente en las cuatro ruedas, debido a que el vehículo deberá recorrer caminos complicados, tendrá que realizar saltos, así como superar infinidad de obstáculos.

En cuanto a la configuración de los brazos, se optará por montar un paralelogramo deformable en las cuatro ruedas, debido a que es el que ofrecerá un mayor recorrido de la suspensión. En las ruedas delanteras se montaran unos brazos paralelos de diferente longitud, para poder mantener alineados los neumáticos cuando el vehículo tenga que afrontar saltos e irregularidades del camino, obteniendo gracias a esto, una ganancia de camber en las curvas. Con lo que respecta a las ruedas posteriores, también se montaran brazos paralelos de diferente longitud ocurriendo lo mismo que en los delanteros.

Se montara un tipo “coilover” debido a que los resortes del mismo van situados exteriormente al amortiguador hidráulico, con lo que la suspensión es fácilmente ajustable y muy compacta.

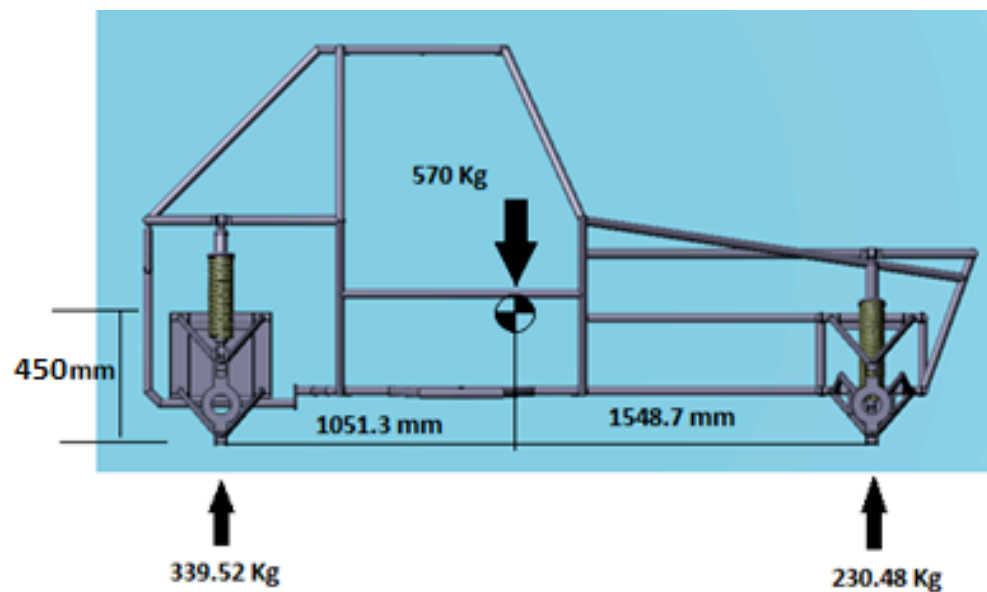
El ángulo de salida será de 8 grados en los neumáticos delanteros, mientras que en los traseros será algo mayor llegando a los 10 grados. La elección de los grados será parámetro de diseño, sabiendo que debe de estar para este tipo de vehículos entre 8 y 10 grados, que podrá ser modificado y que servirá para cálculos posteriores.

Para la unión de los brazos de suspensión con las manguetas se utilizaran unas rótulas del estilo a las presentadas a continuación.



En lo referente al centro de gravedad, en el documento de cálculos se realiza un estudio para determinar qué posición es la más favorable entre todas las opciones que se presentan.

A continuación se muestra la situación idónea del centro de gravedad del vehículo



La unión de los tubos de acero se llevará a cabo mediante una soldadura tipo MIG y con la ayuda de un electrodo de la marca Indura 7010. Las razones de estas elecciones son especificadas en el documento de pliego de condiciones.

Como conclusión del proyecto se ha de mencionar que se ha cumplido el objetivo buscado como proyecto final de carrera y como proyecto de diseño.

En el documento de conclusiones serán ampliadas las mismas.

20 de Octubre del 2011

FIRMA



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

CÁLCULOS

Javier Mena Barasoain

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011



# 1. CALCULO Y RESULTADOS DE LOS ANALISIS DE MARC-MENTAT

- 1.1. Efecto gravedad
- 1.2. Aceleración longitudinal
- 1.3. Frenada longitudinal
- 1.4. 1,5P lateral en el arco principal
- 1.5. 2P en la protección lateral
- 1.6. Sae 1
- 1.7. Sae 2
- 1.8. Imágenes de los resultados
  - 1.8.1. Acero AISI-4130 (e=2.5mm)
  - 1.8.2. Acero AISI-4130 (e=1.25mm)
  - 1.8.3. Aluminio 6061 T6 (e=2.5mm)
  - 1.8.4. Aluminio 6061 T6 (e=5mm)
- 1.9. Comparativa Aluminio-Acero
- 1.10. Análisis vibración

# 2. ELECCIÓN SISTEMA DE SUSPENSIÓN

- 2.1. Primera suposición
- 2.2. Segunda suposición
- 2.3. Elección del sistema de suspensión

# 3. FUERZAS

- 3.1. Determinación del centro de gravedad

- 3.2. Determinación de otros centros
- 3.3. Calculo de las transferencias
  - 3.3.1. Transferencia longitudinal de carga
  - 3.3.2. Transferencia lateral de carga
- 3.4. Condiciones de salto de 1 metro

## 4. REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSION

- 4.1. Sistema de suspensión delantera
  - 4.1.1. Análisis
- 4.2. Sistema de suspensión trasera
- 4.3. Sistema de anclaje del amortiguador
- 4.4. Diseño de los anclajes de los brazos

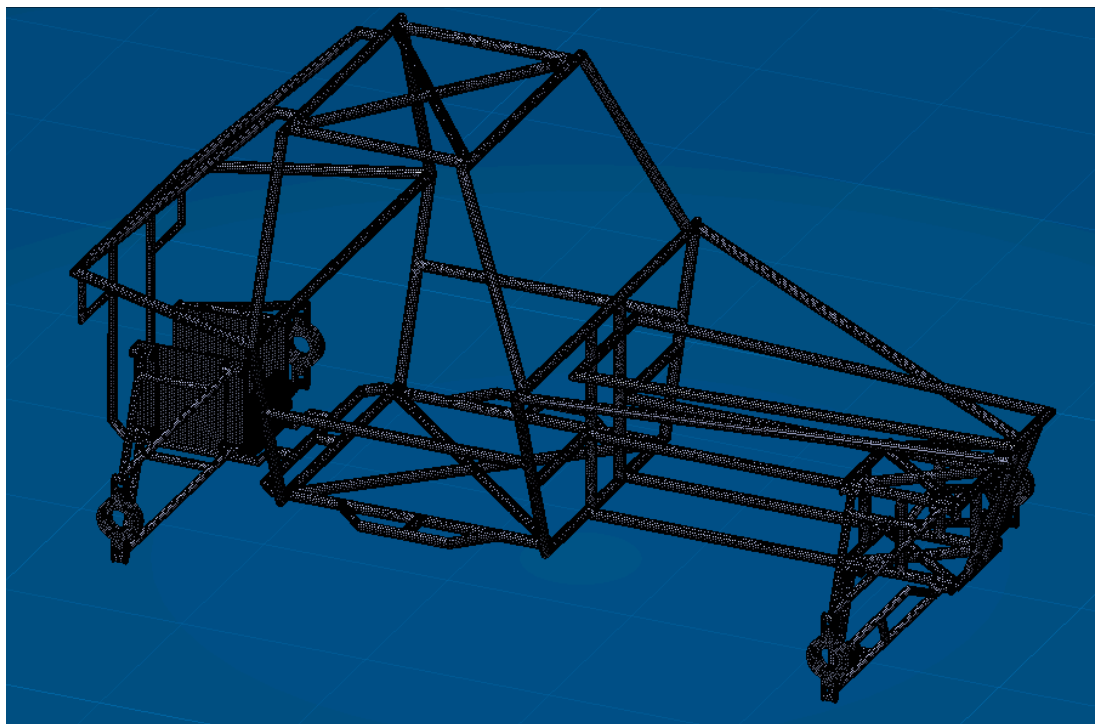
## 1.- CÁLCULO Y RESULTADOS DE LOS ANALISIS DE MARC-MENTAT

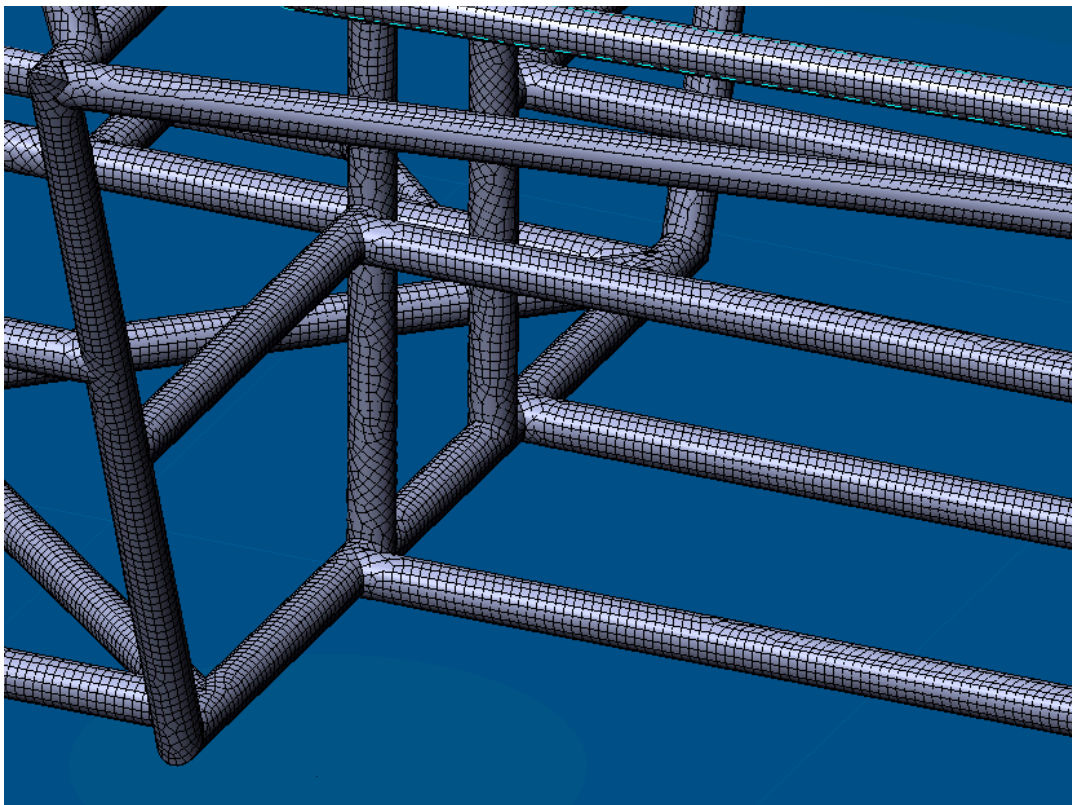
En los siguientes apartados se dan a conocer aquellos cálculos necesarios a la hora de diseñar un chasis, para comprobar si este es capaz o no de soportar las situaciones hipotéticas que corresponderán a una simulación de movimientos e impactos reales.

Una vez se halla investigado y obtenido con ello los distintos ensayos a realizar sobre el chasis con las correspondientes cargas que hay que aplicar a la estructura, se procederá al análisis de los resultados que se obtendrán gracias al programa de elementos finitos MARC-MENTAT.

El método de elementos finitos realiza un mallado que consiste en la división en pequeños fragmentos de la estructura tridimensional, para así poder analizar cada uno de ellos independientemente. El mallado utilizado para este proyecto se ha compuesto de cuadrados de 8mm cada uno en lugar de utilizar triángulos para que a la hora de integrar en el MARC-MENTAT la operación fuese más factible de realizar. La elección de la dimensión de los cuadrados también fue por temas de facilitar las operaciones porque si cogíamos un número algo menor el número de elementos y nudos creados por el CATIA V6 eran demasiados. Con el mallado se han creado 156108 nudos y 156297 elementos nuevos que son suficientes para la realización de los posteriores cálculos.

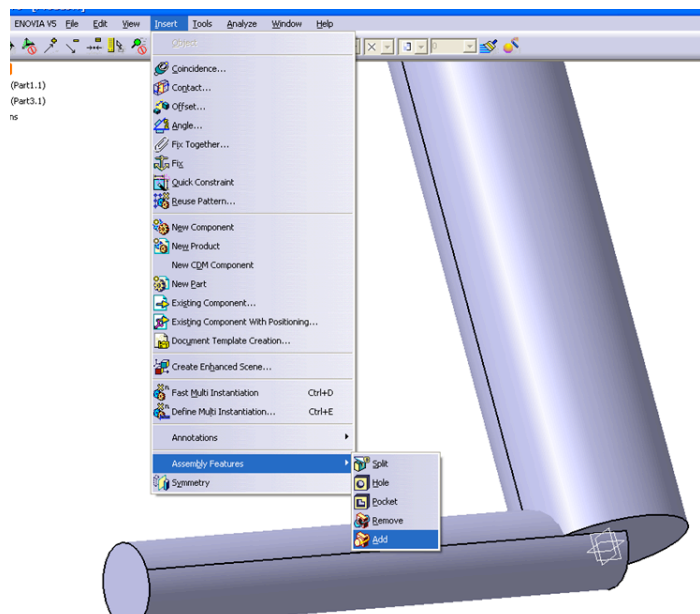
En las siguientes imágenes se pueden observar el mallado utilizado y anteriormente detallado.





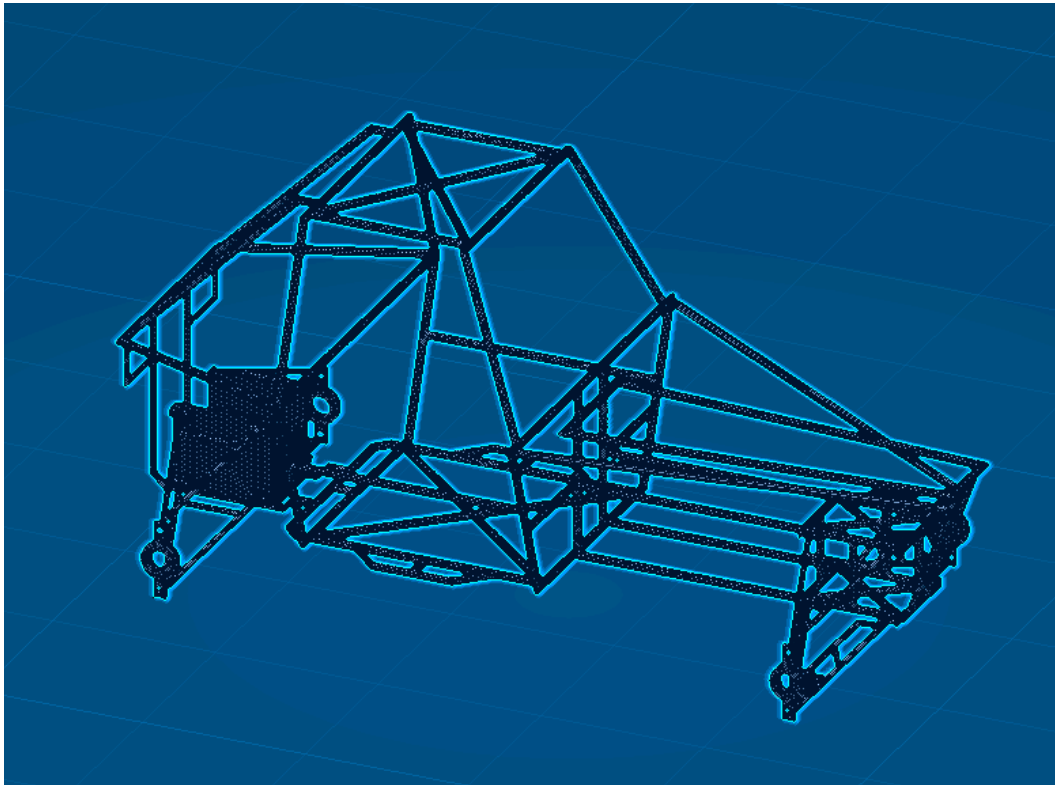
En la anterior imagen se pueden ver las divisiones (cuadrados) de que está compuesto el mallado y con ello la dimensión tan pequeña que tienen.

Para obtener un mallado regular y unitario se tuvieron que unir todas las piezas que conforman el chasis y hacerlas una sola pieza mediante la herramienta add parts del CATIA que a continuación muestro:



Con esto se consigue que al ser todo una sola pieza no haya interferencias en las uniones de las piezas que podrían llegar a dar problemas más adelante a la hora de la realización de los cálculos.

En la siguiente imagen se observa lo mencionado:



Para la realización de los ensayos y obtención de los resultados se ha utilizado como anteriormente se ha mencionado el programa MARC-MENTAT. Para ello una vez realizado el mallado en CATIA se tuvo que exportar al mismo.

Para la realización de los análisis se van a tener en cuenta cuatro tipos diferentes de tubos, para poder observar las diferencias que hay entre los mismos para poder decidir cuál de ellos sería más eficiente de colocar. También se podría diseñar diferentes partes del bastidor con distinta configuración de tubos. Los materiales seleccionados para los análisis son los que aparecen en la siguiente tabla:

	AISI 4130	AISI 4130	ALUMINIO (6061-T6)	ALUMINIO (6061-T6)
<b>Mod.elasticidad</b>	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$	$7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
<b>Coef.poisson</b>	0,3	0,3	0,33	0,33
<b>densidad</b>	$7850 \text{ Kg / m}^3$	$7850 \text{ Kg / m}^3$	$2700 \text{ Kg / m}^3$	$2700 \text{ Kg / m}^3$
<b>Diámetro</b>	40 mm	40mm	40mm	40mm
<b>espesor</b>	2,5mm	1,25mm	2,5mm	5mm

Los dos primeros casos son el acero que anteriormente se ha mencionado, mientras que los dos últimos como bien se especifica son de aluminio.

El tipo de aluminio es de la serie 6000, concretamente el 6061 al cual se le realiza un tratamiento T6 para alcanzar una resistencia de 290MPa. La peculiaridad de este aluminio es que sus materiales aleantes principales son el silicio (tiene propiedades intermedias entre el C y el germanio) y el magnesio (material liviano, medianamente fuerte). Se ha optado por este material ya que se emplea para componentes de los automóviles.

Los tipos de análisis que se llevarán a cabo sobre el chasis serán los siguientes:

- Efecto de la gravedad
- Aceleración longitudinal
- Frenada longitudinal
- 1,5P lateral en el arco principal
- 2P lateral en la protección lateral
- 8P lateral en el arco principal
- Sae1
- Sae2

En todos estos análisis se estudiara la equivalente de von mises (EVM), total stress y el desplazamiento producido. En el primer estudio, se miraran la EVM top, midle y bottom layer, que se refieren a las deformaciones que se producen en una sección del tubo cuando se comprime o se tracciona en los puntos extremos (tanto el interior como el exterior) y en el punto medio de la sección. En el segundo estudio, se observaran también la top, la middle y la bottom layer. En el este estudio se analizaran además de cada una de estas tres, las referidas a las direcciones 11 y las referidas a la 22, las cuales hacen referencia a las tensiones en una y en otra dirección del modelo.

Debido al pobre procesador del equipo utilizado para la ejecución de los análisis, su menosprecia media parte del vehículo en sentido longitudinal (eje x) ya que la cantidad de elementos y nodos son excesivos para el portátil. Se divide por la mitad en sentido longitudinal ya que el chasis es totalmente simétrico conforme al eje x.

### 1.1.- Efecto de la gravedad

Este será el primer análisis que se vaya a realizar, el cual simula las condiciones iniciales en las que se encontrara el vehículo. En este caso, se observara que las

deformaciones y desplazamientos del chasis serán casi inexistentes. Se realiza este caso, porque en todos los demás será necesario incluirlo conjuntamente con las fuerzas puntuales previstas para los distintos análisis.

Además esta fuerza a la hora de introducirla en Marc-Mentat se realizara de manera distinta a las demás. Se introducirá mediante la pestaña de gravity load, mientras que las demás serán point load. Esta distinción es muy importante debido a que a la gravedad se le adjuntara la tabla “gravedad” y a los point loads será la tabla de carga, que anteriormente han sido definidas y explicadas.

En este análisis se considera la fuerza de la gravedad, con lo que se introducirá una fuerza de  $9.81\text{m/s}^2$ .

De este análisis no se mostraran imágenes porque las deformaciones y desplazamientos que se producen son insignificantes como para poder apreciarlas en las imágenes.

## 1.2.- Aceleración longitudinal

Con este análisis se quiere simular la fuerza y la deformación que se produce sobre el chasis a la hora de la aceleración longitudinal del vehículo para la máxima potencia del motor. Con este análisis se pretende encontrar la deformación longitudinal que sufrirá el chasis.

En este análisis se considera que la máxima aceleración que podría soportar el vehículo seria de  $9.81\text{ m/s}^2$  (1G) .En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.



A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

### 1.3.- Frenada longitudinal

Con este análisis se quiere simular la fuerza y la deformación que se produce sobre el chasis a la hora de la frenada longitudinal del vehículo.

En este análisis se considera que la máxima aceleración que podría soportar el vehículo sería de  $9.81 \text{ m/s}^2$  (1G). En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.



A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von Mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

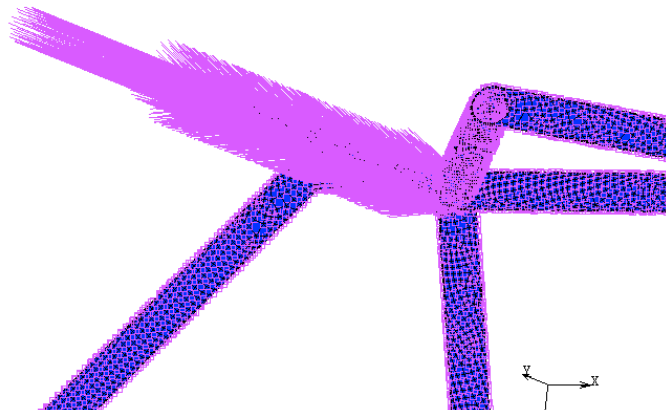
### 1.4.- 1,5P lateral en el arco principal

Este es uno de los ensayos que la RFEDA obliga para este tipo de vehículos, simulando el vuelco del vehículo para seguridad del piloto.

Este análisis consiste en la aplicación de una fuerza equivalente de valor  $1.5 P$ , donde  $P$  es el peso total de vehículo. En este caso, la fuerza aplicada sobre el arco principal será de 855 Kg, ya que el peso total de vehículo es de 570 Kg. Pasado a newton sería de unos 8400 N.

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.





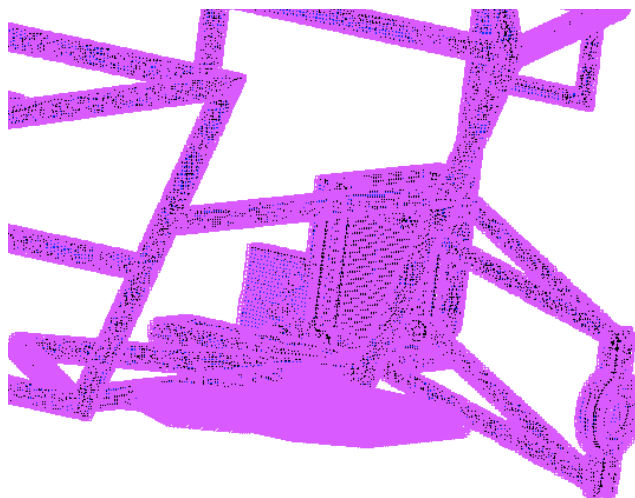
A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

#### 1.5.- 2P lateral en la protección lateral

Este es uno de los ensayos que la RFEDA obliga para este tipo de vehículos.

Este análisis consiste en la aplicación de una fuerza equivalente de valor  $2P$ , donde  $P$  es el peso total de vehículo. En este caso, la fuerza aplicada sobre la protección lateral será de 1140 Kg, ya que el peso total de vehículo es de 570 Kg. Pasado a newton seria de unos 11183,4 N.

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.



A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

#### 1.6.- sae1

Este es uno de los ensayos que en el reglamento de la formula SAE se obliga para este tipo de vehículos, para asegurar la integridad del piloto en caso de colisión

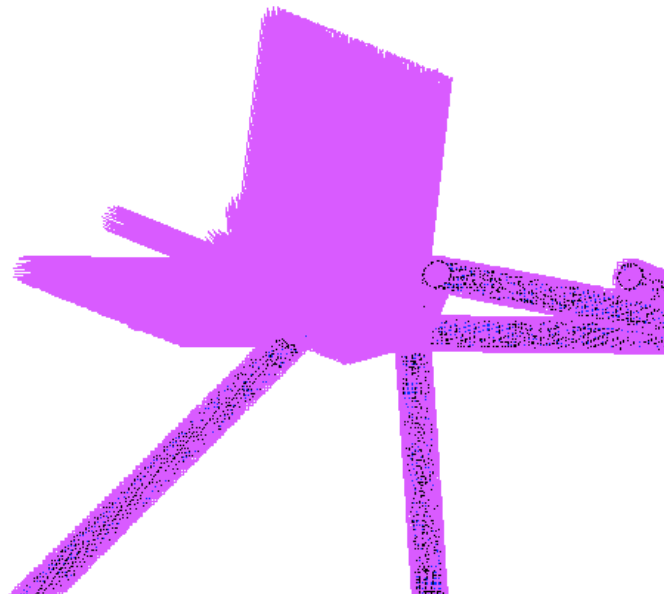
Este análisis consiste en la aplicación de varias fuerzas con distinto valor dependiendo del eje en que se aplique, pero todas ellas se concentran y distribuyen a lo largo del tubo superior del arco principal.

Las fuerzas que se han mencionado anteriormente corresponden a:

- $F_X = 6 \text{ KN}$
- $F_Y = 5 \text{ KN}$
- $F_Z = 9 \text{ KN}$

Para este análisis el reglamento de la formula SAE exige que la máxima deformación que se produzca en el chasis sea de 25 mm o inferior.

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de las fuerzas ejercidas sobre el arco frontal.



A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

#### 1.7.- sae2

Este es uno de los ensayos que en el reglamento de la formula SAE se obliga para este tipo de vehículos, para asegurar la integridad del piloto en caso de colisión

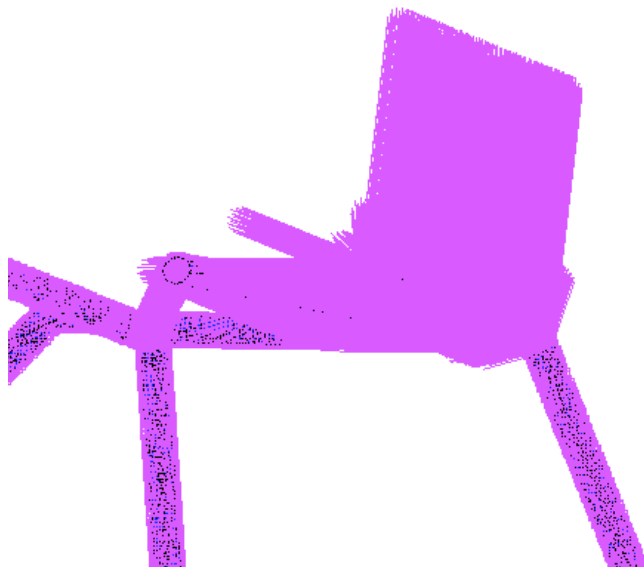
Este análisis consiste en la aplicación de varias fuerzas con distinto valor dependiendo del eje en que se aplique, pero todas ellas se concentran y distribuyen a lo largo del tubo superior del arco frontal.

Las fuerzas que se han mencionado anteriormente corresponden a:

- $F_X = 6 \text{ KN}$
- $F_Y = 5 \text{ KN}$
- $F_Z = 9 \text{ KN}$

Para este análisis el reglamento de la formula SAE exige que la máxima deformación que se produzca en el chasis sea de 25 mm o inferior.

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de las fuerzas ejercidas sobre el arco frontal.



A la conclusión de las descripciones de los análisis, se podrán observar los resultados del análisis, en el que serán mostrados los resultados de las tensiones de Von mises, la total stress y los desplazamientos que sufrirá la estructura.

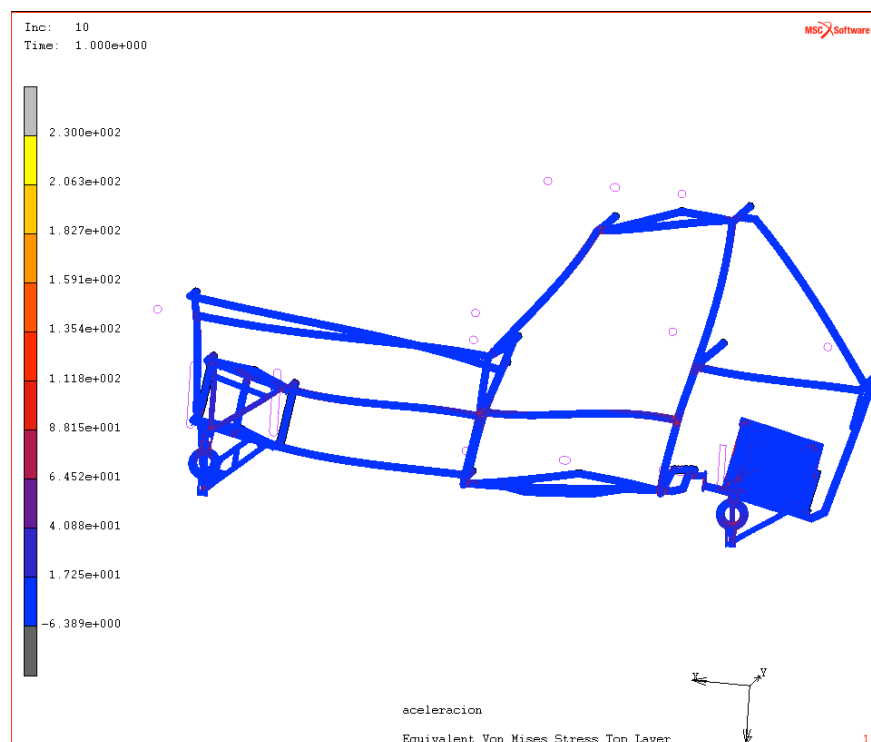
## 1.8.-IMÁGENES DE LOS RESULTADOS

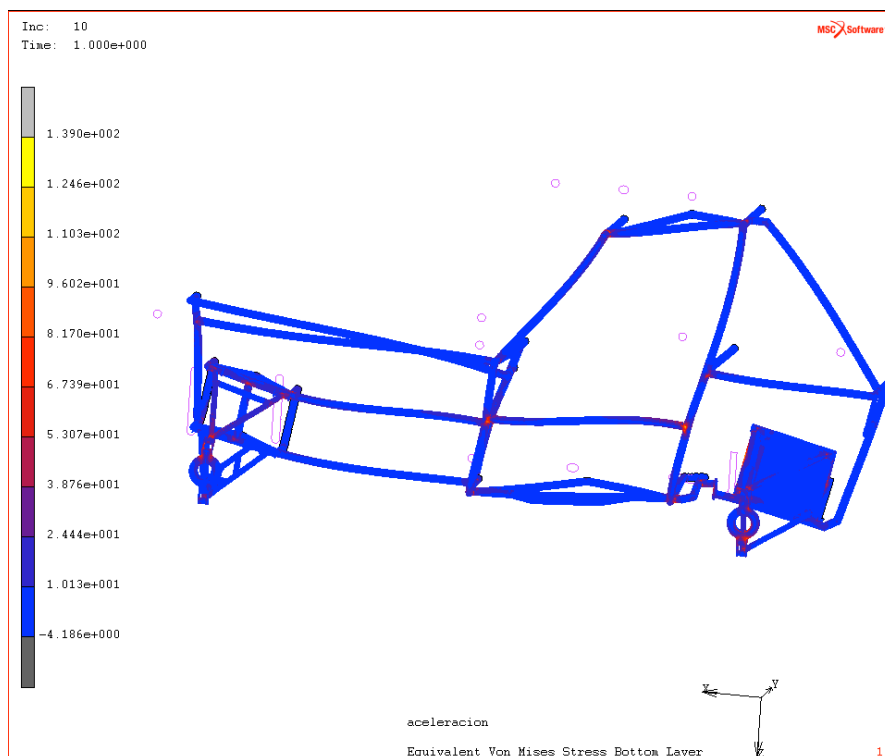
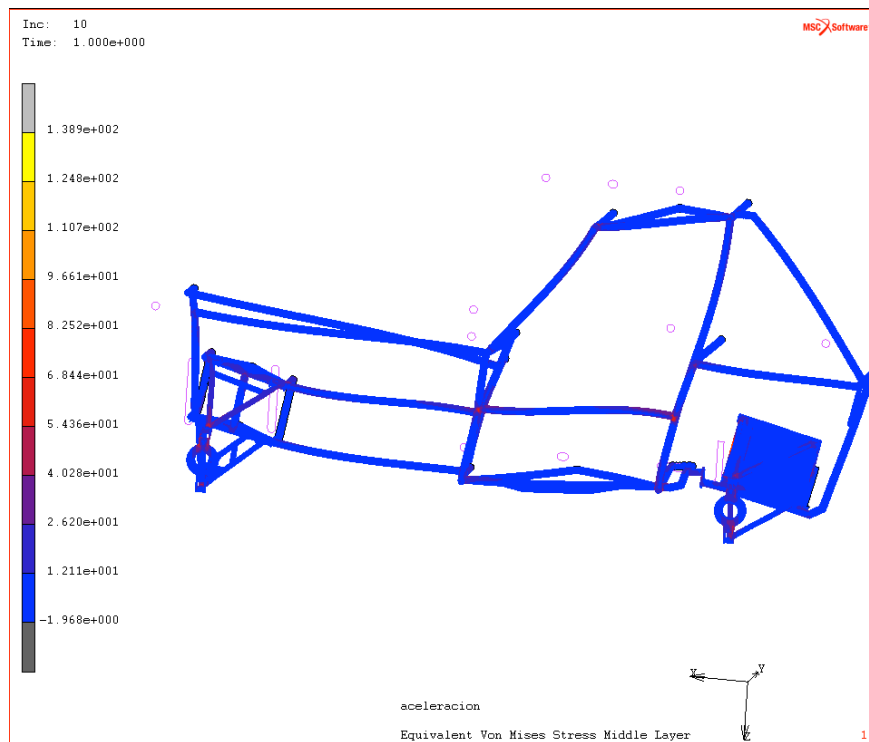
Debido a la cantidad de resultados e imágenes que se han obtenido en los análisis, donde se obtuvieron aproximadamente 500 imágenes, y como lo que se modificara serán solamente las cargas, cosa que no aportara a la vista gran información, mientras que las imágenes que se muestran son prácticamente las mismas para los diferentes análisis, se ha pensado en exponer la totalidad de las imágenes de uno de los análisis, para que sirva de ejemplo. Para los demás análisis se expondrán las imágenes y puntos más relevantes, las cuales puedan aportar información relevante. Al final de cada configuración, con sus respectivos diámetros y tipo de material, se expondrá una tabla con todos los resultados obtenidos.

La primera de las configuraciones que se va a analizar será la de AISI – 4130 con un espesor de 2,5mm. A continuación se irán mostrando todos los resultados que se han obtenido en el análisis de la aceleración, el cual servirá de ejemplo para todos los siguientes.

### 1.8.1.-ACERO AISI-4130 ( $e=2,5mm$ )

#### Equivalente de von mises



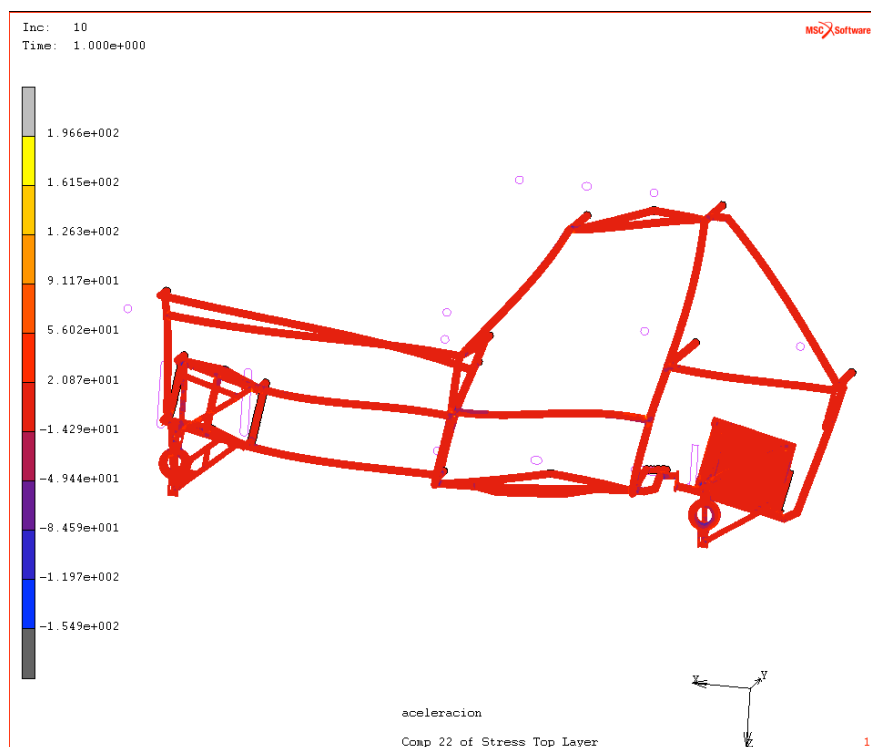
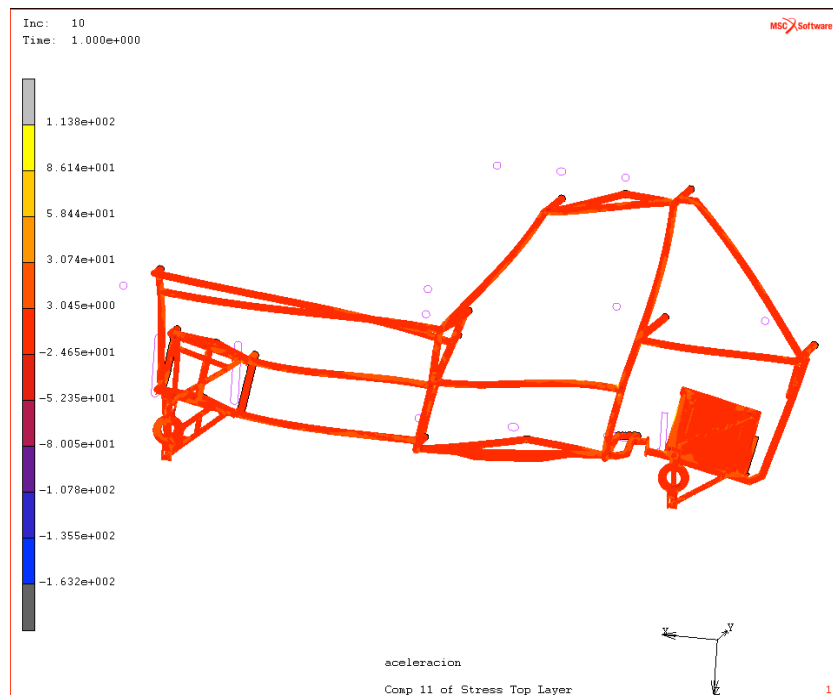


Como se ha podido observar en las tres imágenes el estudio de la EVM en este caso apenas afecta a la estructura del chasis. Los datos más altos se dan en las uniones soldadas, debido a que estas uniones son las encargadas de absorber los momentos generados por los distintos esfuerzos.

También puede observarse que el entramado inferior es el que recibe la mayor parte del esfuerzo debido a que en ese lugar se sitúan los mayores pesos de la estructura, aunque el que en la parte superior del chasis parece que se dan desplazamientos mayores, debido a

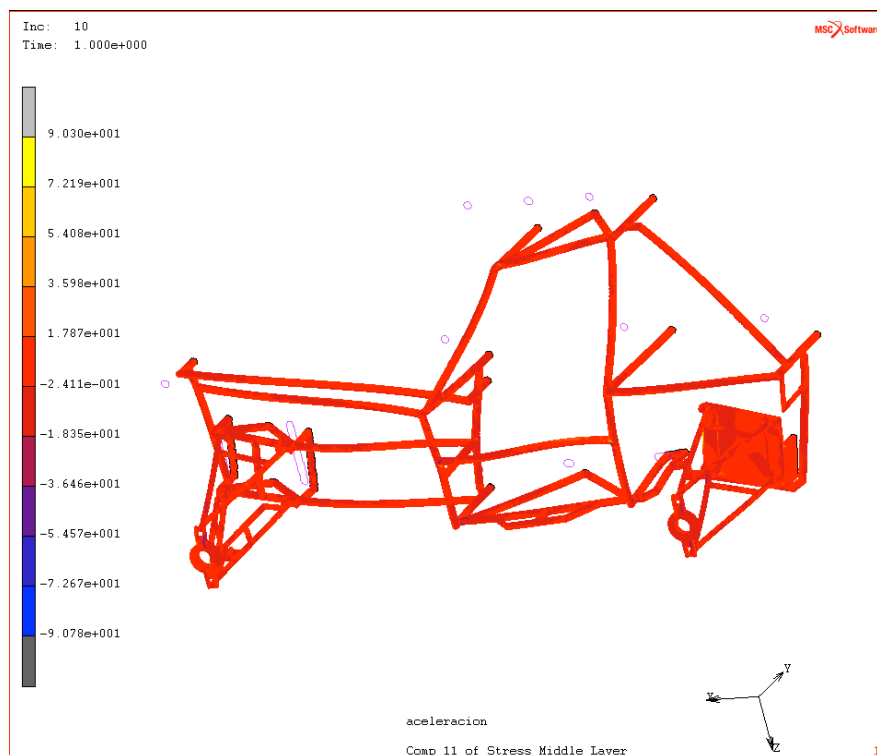
que en la parte inferior la estructura se encuentra sujeta a las manguetas de los brazos de suspensión...

### Total stress



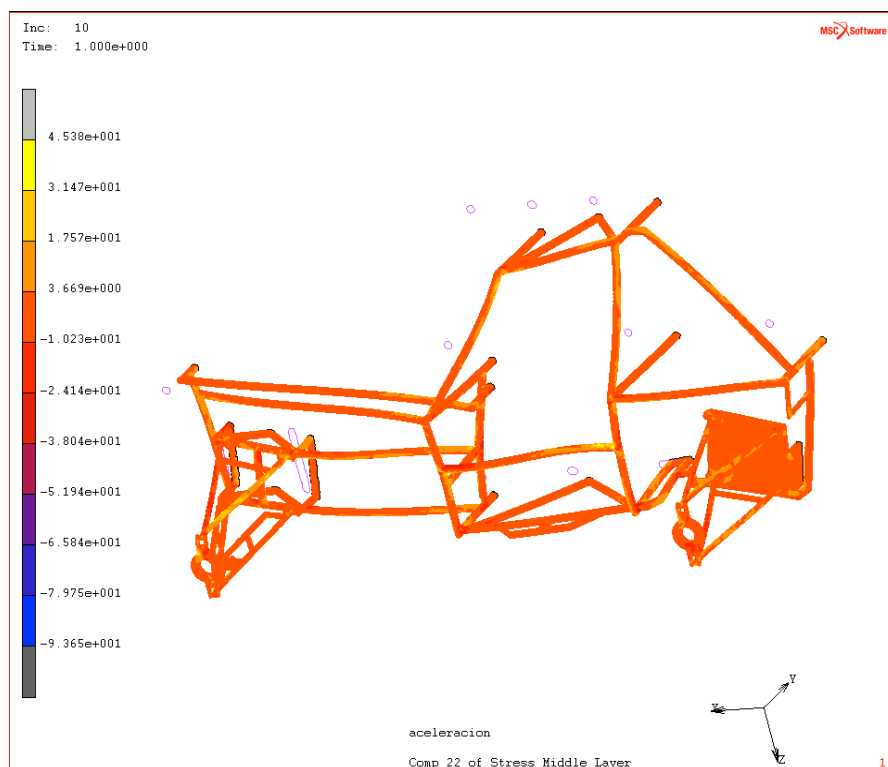


Puede verse que las mayores deformaciones se producen en las uniones soldadas

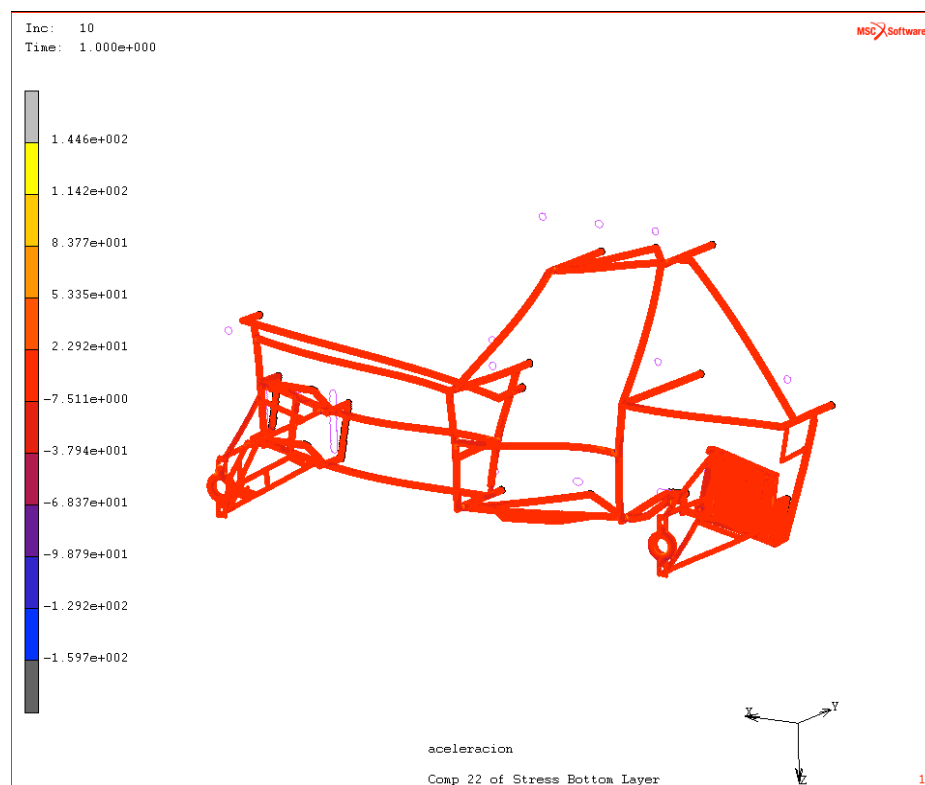
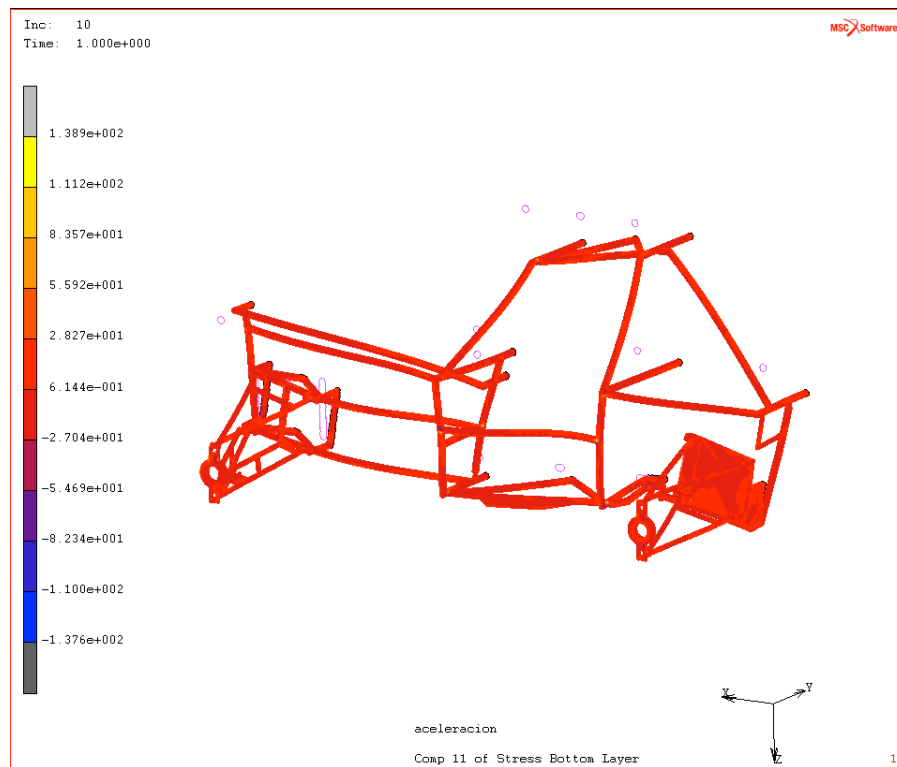




Como en el caso anterior, las mayores deformaciones se dan en las uniones soldadas









## Displacement



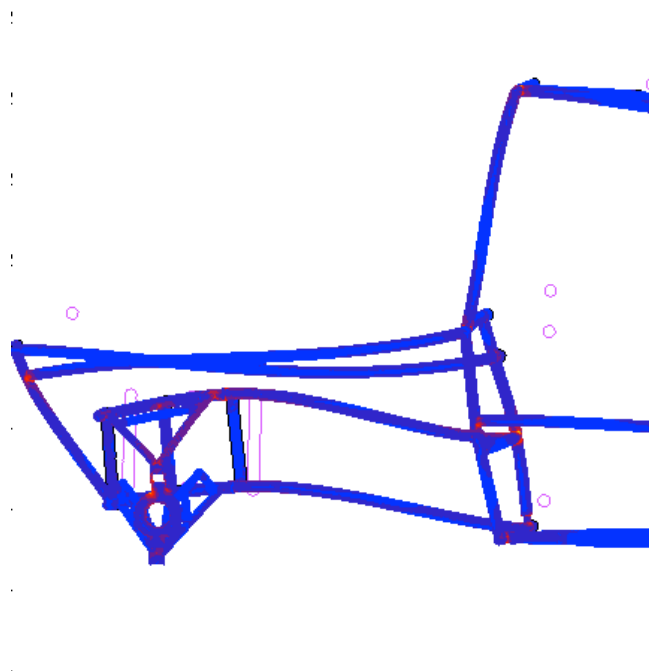
Como bien puede observarse en la imagen anterior, en la que se simulan los desplazamientos que sufre la estructura ante los esfuerzos provocados, la zona que se encuentra más afectada por los mismos es la zona central. Esto se debe a que la parte delantera y la parte trasera se encuentran limitadas en el movimiento debido a las restricciones que previamente se les establecieron.

A continuación se expone una tabla en la cual podrá observarse todos los resultados del análisis visto anteriormente para el caso de la aceleración longitudinal.

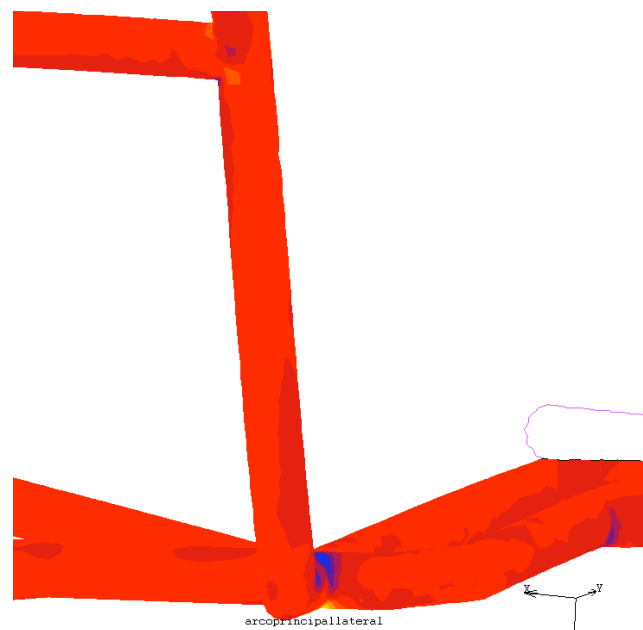
AISI 4130		
<b>VON MISES</b>  <b>(MPa)</b>	<b>Top layer</b>	230
	<b>Middle layer</b>	139
	<b>Bottom layer</b>	139
<b>TOTAL STRESS</b>  <b>(MPa)</b>	<b>11 top layer</b>	114
	<b>22</b>	197
	<b>11 middle layer</b>	90,3
	<b>22</b>	45,6
	<b>11 bottom layer</b>	140
<b>DISPLACEMENT</b>	<b>22</b>	145
	<b>(mm)</b>	3.8

En esta hipótesis de carga, el mayor esfuerzo que debe soportar la estructura es de 230MPa. Debido a esto, el factor de aprovechamiento de la estructura será del 53,48%, teniendo en cuenta que el límite elástico del material utilizado para esta configuración es de 430MPa.

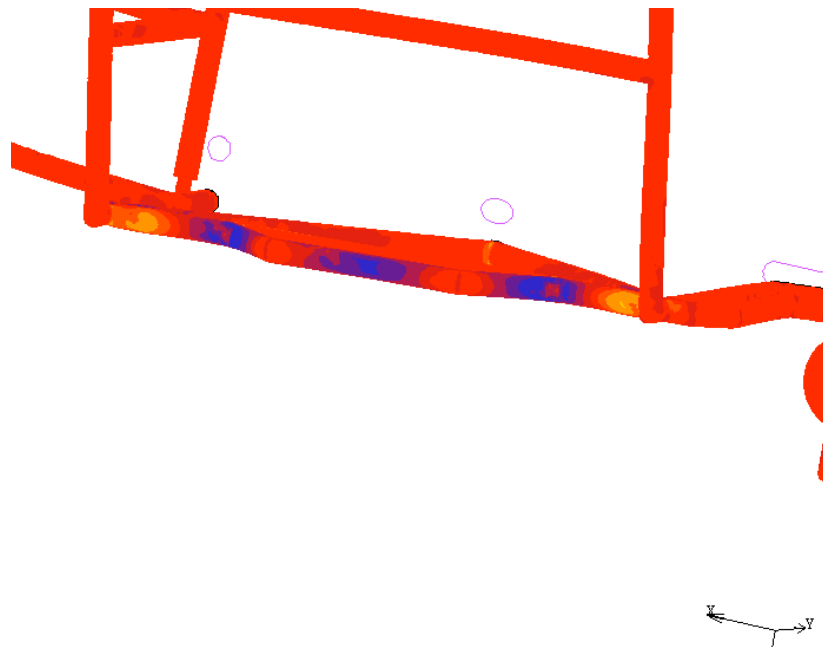
A continuación serán mostradas algunas imágenes de esta configuración debidas a otras hipótesis de carga que a la postre se piensa podrán llegar a ser relevantes a la hora de la elegir la configuración.



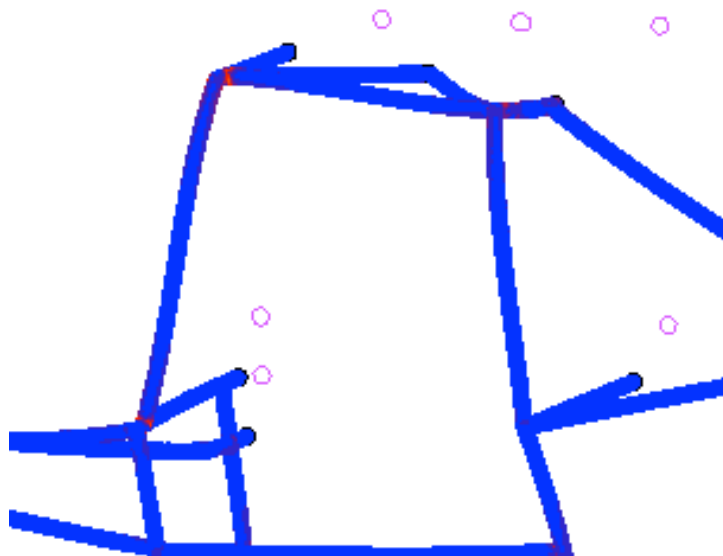
En la anterior imagen se puede observar la hipótesis de carga de frenada. Se observa, cosa evidente, que el mayor esfuerzo recaerá sobre los trapecios delanteros.



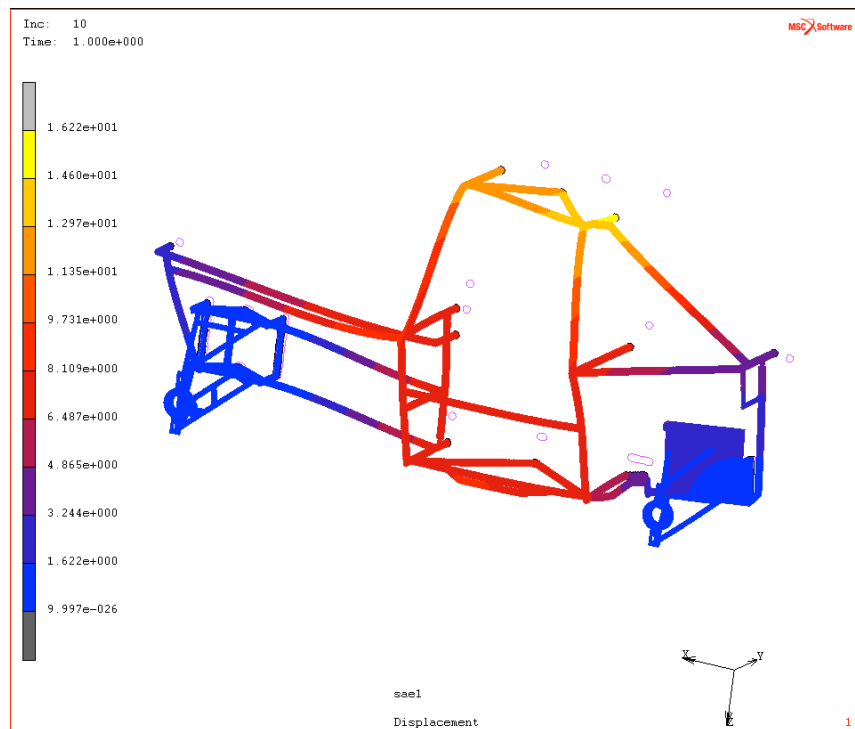
Como puede verse, en la hipótesis de carga de  $1,5P$  en el arco principal los mayores esfuerzos se producirán en las uniones soldadas, sufriendo la mayoría de la carga la parte más lejana de la soldadura a la aplicación de la carga, es decir, sirva de ejemplo la imagen anterior, donde se muestra el entramado inferior, para observar este fenómeno. La carga se aplica en la dirección “y” positiva en la parte superior de la estructura, con lo que la mayor carga la sufrirá la parte se encuentra en amarilla, cuyas fibras se están estirando, mientras que las de color azul se comprimen.



En la anterior imagen, en la que se observa la parte central inferior del chasis, concretamente la protección lateral, puede observarse que la zona de unión de la misma con el cuadrado central del bastidor será el lugar donde se sufra mayores esfuerzos provenientes de las cargas.

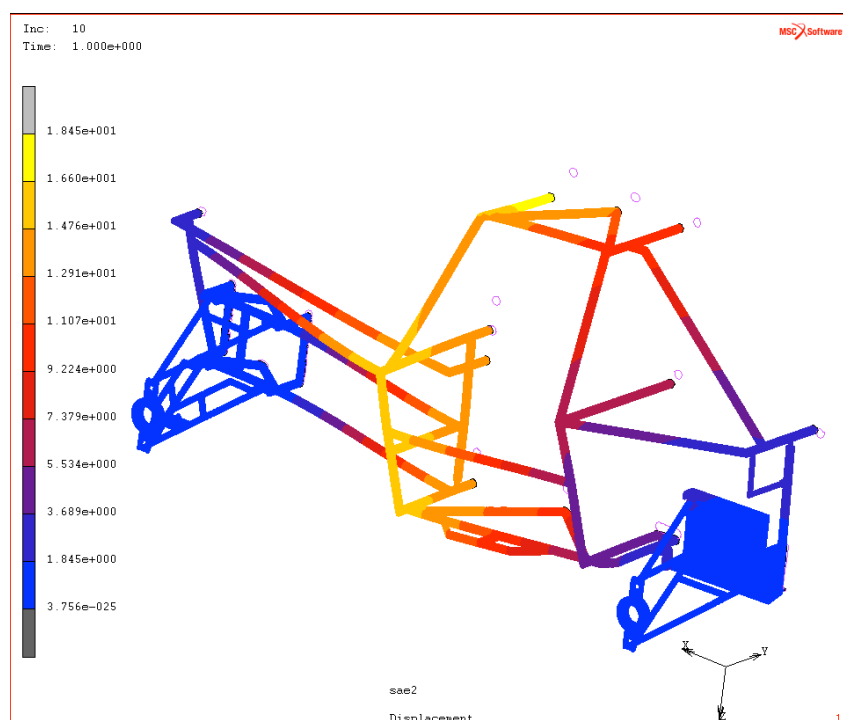


En la imagen, en la cual se presenta la parte superior del chasis y en la cual se aplica las cargas en la hipótesis de carga de SAE1, es el lugar donde mayores deformaciones se producen. Se encuentran en las uniones de los arcos, principal y delantero, con la cruz central formada por tubos siguiendo este dibujo.



Importante es en las dos hipótesis de carga exigidas por la Fórmula SAE los desplazamientos máximos que se produzcan en la estructura. Esto se debe a una obligatoriedad por parte de la Formula SAE, la cual especifica que no pueden superarse en ninguna de las dos hipótesis estudiadas anteriormente los 25mm en desplazamiento de la estructura, en ningún punto de la misma.

La anterior imagen es de la 1ª de las hipótesis de SAE, en la que el mayor de los desplazamientos es de unos 16mm. A continuación, será mostrada la imagen de los desplazamientos en la hipótesis de carga SAE 2



En esta hipótesis, el mayor de los desplazamientos era de 18mm.

Claro queda que esta configuración, con el acero AISI-4130, cumple respecto al reglamento de la Formula SAE, ya que los desplazamientos originados en la estructura debido a las hipótesis de carga de la formula SAE no superan los 25mm.

A continuación, se presenta una tabla con todos los análisis y resultados obtenidos para este material con un espesor de 5mm para todas las hipótesis de cargas.

		ACERO AISI-4130 (e=2,5mm)					
		A	B	C	D	E	F
EVM	Top layer	230	182	40	241	370	352
	Middle layer	139	102	26	344	320	340
	Bottom layer	139	155	42,7	165	355	310
TS	11 top layer	114	135	22	104	298	287
	22	197	201	44	12	353	350
	11 Middle layer	90,3	66,3	19,6	64	190	173
	22	45,6	66,8	16	59	180	134
	11 Bottom layer	140	168	34,8	139	298	350
	22	145	125	41,9	179	353	310
	DISPLACEMENT(mm)	3,8	3,9	0,9	1,1	16	18
FAC.APRMTO (%)		53,5	46,7	9,9	80	86,1	81,8

Las abreviaciones y las letras de la anterior tabla significan:

- EVM- EQUIVALENT VON MISES (MPa)
- TS-TOTAL STRESS (MPa)
- A-hipótesis de carga (ACELERACION)
- B-hipótesis de carga (FRENADA)

- C-hipótesis de carga (1,5P ARCO PRINCIPAL LATERAL)
- D-hipótesis de carga (2P BARRA LATERAL)
- E-hipótesis de carga (SAE1)
- F-hipótesis de carga (SAE2)
- FAC.APRMTO (%) - FACTOR DE APROVECHAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Mirando y estudiando la anterior tabla, puede observarse que esta 1ª configuración es aceptable. Esta se debe, a que ningún resultado en ninguna hipótesis de carga sobre pasa los 430 MPa de límite elástico del material y además teniendo en cuenta las exigencias de la Formula SAE, en cuanto a los desplazamientos, la configuración cumple ya que no supera los 25 mm.

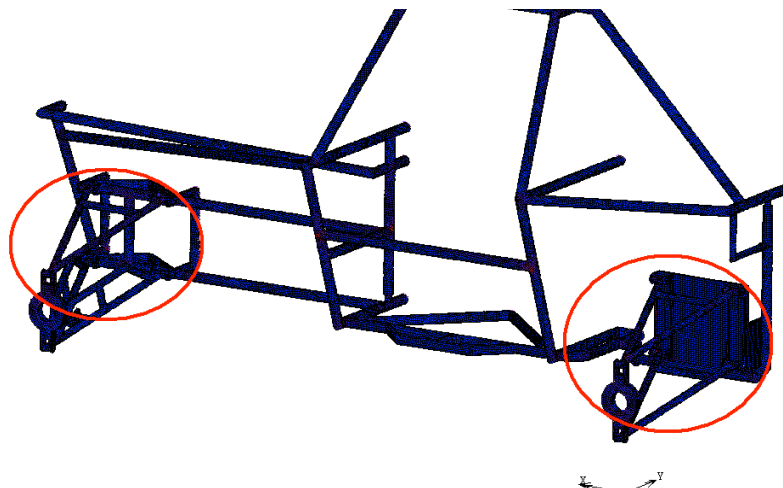
Por otro lado, analizando el factor de aprovechamiento, puede verse que la estructura se está aprovechando bastante bien y que no hay un sobredimensionado de la misma, ya que en algún caso de hipótesis de carga se encuentra entorno a los 90%, sin llegar.

#### 1.8.2.-ACERO AISI-4130 ( $e=1,25mm$ )

Como en la configuración anterior, donde se analizó el mismo material pero con 2,5mm, todavía había un margen de mayor aprovechamiento de la estructura, ya que conforme al factor de aprovechamiento no se llegaba al límite elástico y, además, se cumplía el reglamento de la formula SAE, de acuerdo a los desplazamientos. Entonces, como cabía la posibilidad de un margen de mejora en el dimensionado de la estructura, se pensó en llevar a cabo el estudio de las hipótesis de carga con esta configuración.

A continuación, se irán mostrando los puntos más desfavorables que se han producido en cada una de las hipótesis de carga que fueron analizadas.

#### Aceleración

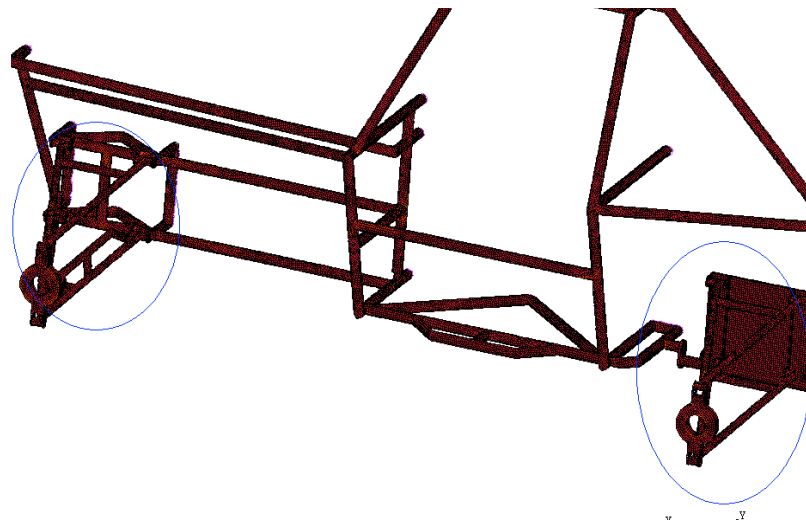




Aunque no pueda observar del todo bien, los mayores esfuerzos se producen en las uniones cercanas a los elementos anclados de la estructura (dentro de los círculos coloreados), cosa evidente ya que son las zonas encargadas de absorber los momentos que se generan en las estructura.

El mayor de los esfuerzos es de 491MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga es deficiente. Se realizaran las mismas hipótesis de carga que para la anterior configuraron para ver si el dimensionado deficiente se hace también evidente en los demás análisis.

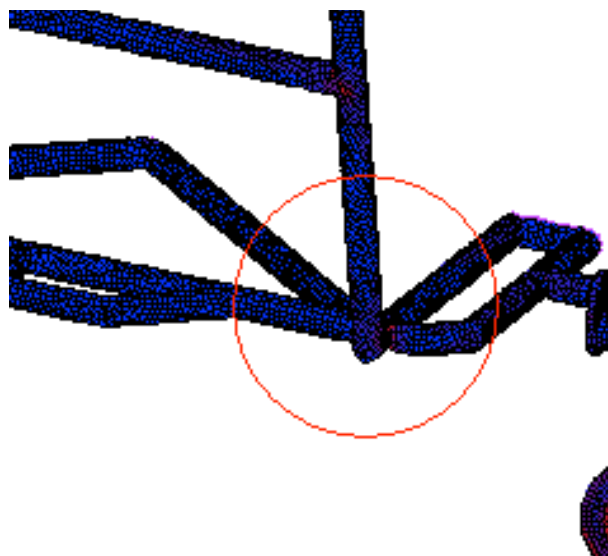
### **Frenada**



En esta imagen, puede verse que los mayores esfuerzos, al igual que en la hipótesis de carga de aceleración, los mayores esfuerzos recaen sobre los elementos anclados de la estructura, ya que son los encargados de reducir y amortiguar los momentos que se puedan producir en la estructura. Estos lugares, son los rodeados con los círculos azules.

El mayor de los esfuerzos es de 507MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga es deficiente. Se realizaran las mismas hipótesis de carga que para la anterior configuraron para ver si el dimensionado deficiente se hace también evidente en los demás análisis.

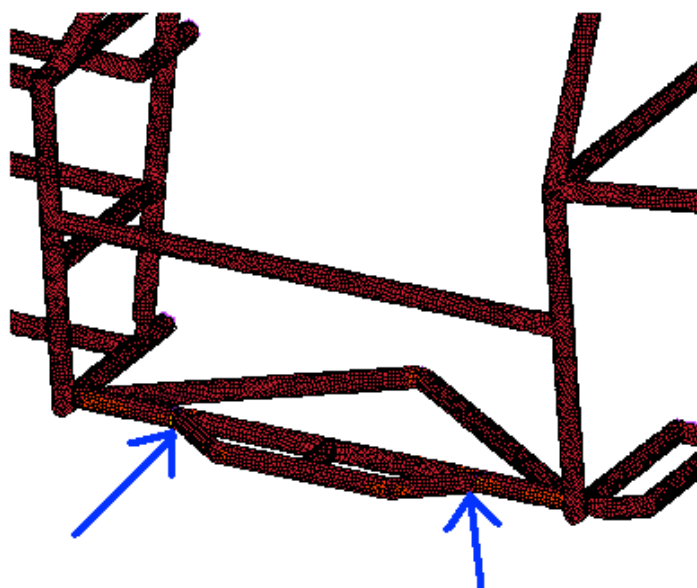
### *1,5P en el arco principal*



El mayor de los esfuerzos en esta hipótesis de carga se produce en las uniones soldadas en la parte inferior del arco principal, en cuya parte superior se están aplicando las cargas. Esto es evidente, ya que estas cargas producen un giro de la estructura, con lo que las uniones más lejanas a los puntos de aplicación de las cargas serán las más castigadas.

En esta hipótesis el mayor de los esfuerzos es solamente de 61,5 MPa, con lo que la estructura es válida conforme a esta hipótesis.

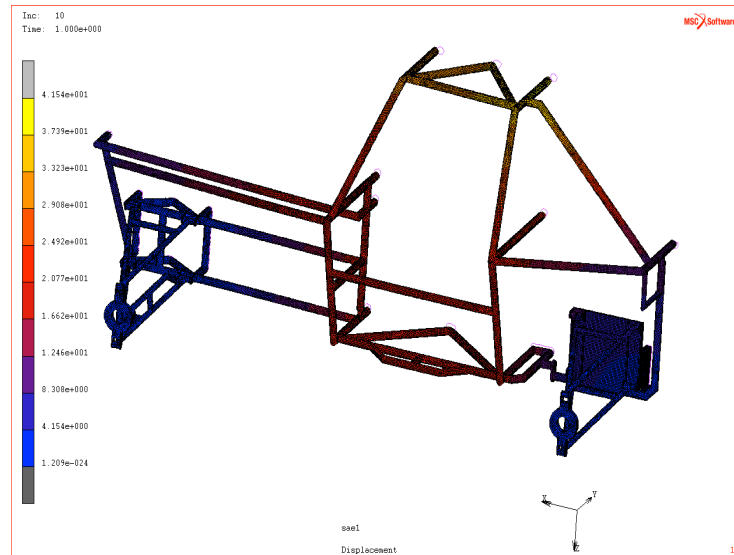
### *2P barra lateral*



Los dos puntos indicados en la imagen son los que más esfuerzo están soportando, ya que al aplicar las cargas directamente sobre la protección lateral, las uniones soldadas de esta con la estructura son las más desfavorables.

Las tensiones se encuentran entorno a los 486MPa, con lo que el dimensionado es levemente deficiente ya que supera por unos 50MPa el límite elástico.

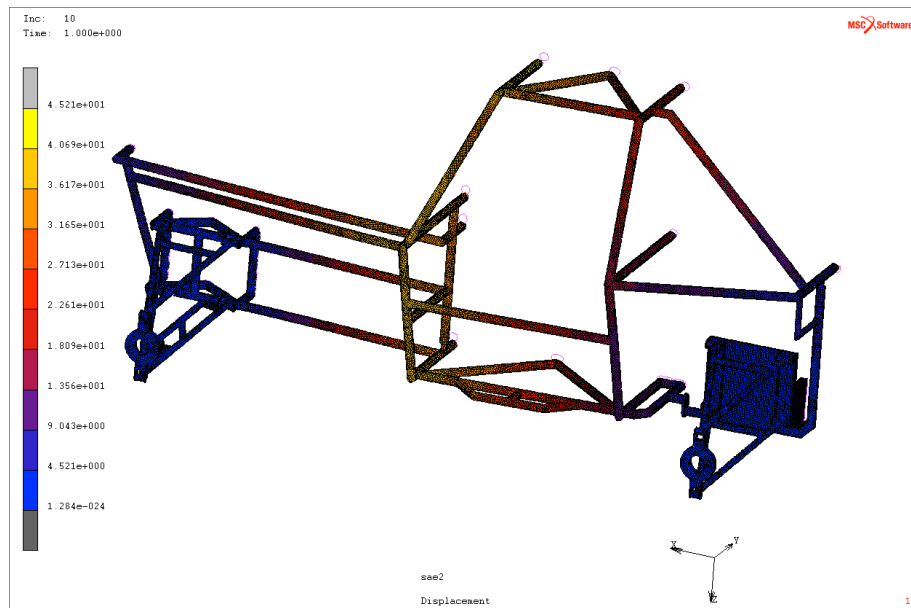
### SAE 1



En la hipótesis de carga SAE1, antes de empezar a estudiar las deformaciones y las tensiones que se producen, hay que fijarse a ver si la estructura cumple con el reglamento exigido por la Formula SAE conforme a los desplazamientos. Se puede observar que el mayor de los desplazamientos que se alcanza en el chasis es de 41,5mm con lo que claro queda que no cumple debido a que el máximo aceptable es de 25mm nada más.

Además, si se observa las deformaciones y tensiones que se dan en la estructura, se pueden ver que hay algunos puntos donde son enormes, entorno a los 2700MPa, lo que supondría la rotura del chasis, Con ello, el factor de aprovechamiento se establece alrededor del 600%, cifra desproporcionada.

## SAE 2



En la hipótesis de carga SAE2, antes de empezar a estudiar las deformaciones y las tensiones que se producen, hay que fijarse a ver si la estructura cumple con el reglamento exigido por la Formula SAE conforme a los desplazamientos. Se puede observar que el mayor de los desplazamientos que se alcanza en el chasis es de 45,2mm con lo que claro queda que no cumple debido a que el máximo aceptable es de 25mm nada más.

Además, si se observa las deformaciones y tensiones que se dan en la estructura, se pueden ver que hay algunos puntos donde son enormes, entorno a los 1800MPa, lo que supondría la rotura del chasis, Con ello, el factor de aprovechamiento se establece alrededor del 430%, cifra desproporcionada.

		ACERO AISI-4130 (e=1,25mm)					
		A	B	C	D	E	F
EVM	Top layer	491	478	61,5	553	2722	1840
	Middle layer	353	303	53,3	272	963	855
	Bottom layer	379	397	58,3	409	2332	1699
TS	11 top layer	350	352	38,4	362	2375	1425
	22	441	507	61,5	401	2878	1813

<b>11 Middle layer</b>	218	190	41,6	138	899	862
<b>22</b>	152	202	29,4	133	850	524
<b>11 Bottom layer</b>	405	355	40	347	1697	1632
<b>22</b>	338	317	52,5	486	1697	1363
<b>DISPLACEMENT(mm)</b>	10	10,1	1,3	1,9	41,5	45,2
<b>FAC.APRMTO (%)</b>	114	118	14	130	660	430

Las abreviaciones y las letras de la anterior tabla significan:

- EVM- EQUIVALENT VON MISES (MPa)
- TS-TOTAL STRESS (MPa)
- A-hipótesis de carga (ACELERACION)
- B-hipótesis de carga (FRENADA)
- C-hipótesis de carga (1,5P ARCO PRINCIPAL LATERAL)
- D-hipótesis de carga (2P BARRA LATERAL)
- E-hipótesis de carga (SAE1)
- F-hipótesis de carga (SAE2)
- FAC.APRMTO (%)-FACTOR DE APROVECHAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Mirando y estudiando la anterior tabla, puede observarse que esta 2º configuración no es aceptable. Esta se debe, a que solo un resultado de todas las hipótesis de carga no sobrepasa los 430 MPa de límite elástico del material y además teniendo en cuenta las exigencias de la Formula SAE, en cuanto a los desplazamientos, la configuración no cumple ya que supera los 25 mm en los dos casos de carga.

Por otro lado, analizando el factor de aprovechamiento, puede verse que la estructura, en todas las hipótesis a excepción de una, llegaría al colapso y rotura final del chasis. Debido a ello, hay un dimensionado erróneo del mismo, ya que cinco de las 6 hipótesis superan en mucho los 100%.

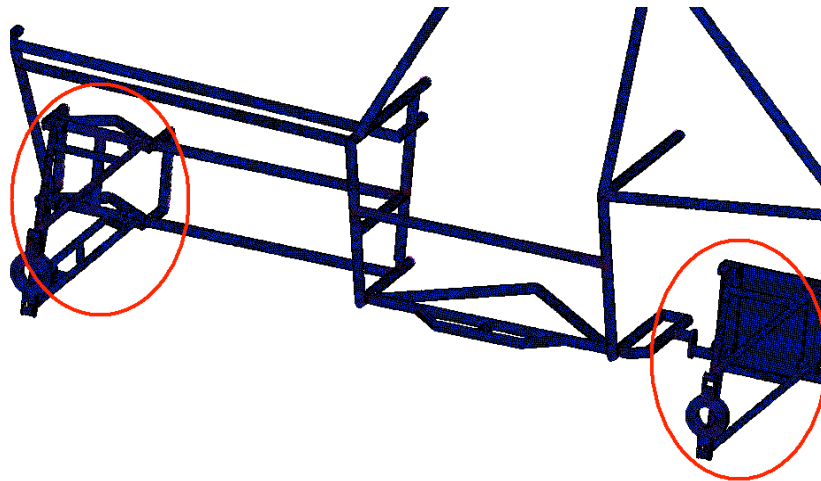
Como conclusión, esta configuración se desecha debido a los anteriores motivos mencionados, con lo que por ahora y antes del análisis de las otras dos configuraciones que restan llevar a cabo, la 1º configuración es la elegida.

Ahora se pasara a hacer las dos configuraciones que quedan de analizar y que se trata de aluminio. Se ha escogido este tipo de material por diversos motivos. El principal de los motivos es el del peso, ya que su densidad másica es de unos  $2700 \text{ Kg} / \text{m}^3$ , lo que significa un 65% menos que la del acero. En contra, el límite elástico es considerablemente menor que el del acero, situándose en los 240MPa mientras que el del acero es de 430MPa, significando un 44% menos de límite elástico. Otro inconveniente y que a la postre puede ser el más significativo es el precio del aluminio frente al acero. El precio del primero ronda los 7 €/Kg mientras que el del acero se sitúa en, más o menos 1.5€/Kg, lo cual supone 4.5 veces más que el del Acero.

### 1.8.3.-ALUMiNIO 6061 T6 ( $e=2.5\text{mm}$ )

En la primera de las configuraciones del aluminio se probara con un espesor igual que la configuración que salió aceptable en el acero. Este espesor se situaba en los 2,5mm. Se analizara esta configuración, pero a la conclusión de la misma se observara que no es aceptable en alguna hipótesis de carga, con lo que se procederá al análisis de la 2ª configuración del aluminio.

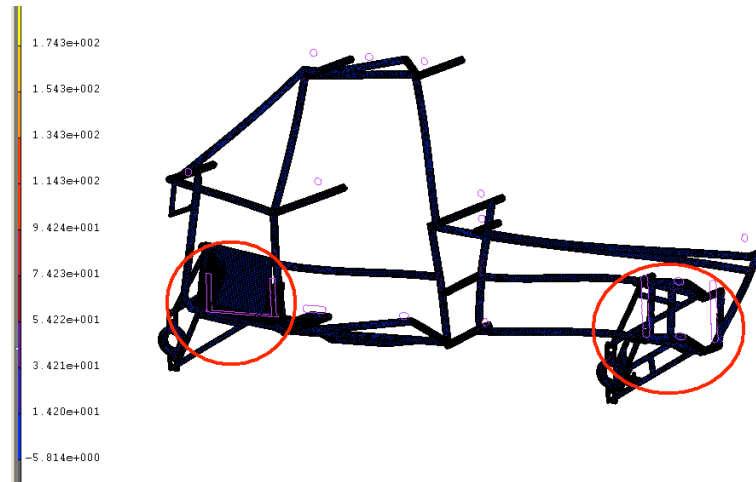
### Aceleración



Al igual que en las dos configuraciones del acero, los mayores esfuerzos se producen en las uniones cercanas a los elementos anclados de la estructura (dentro de los círculos coloreados), cosa evidente ya que son las zonas encargadas de absorber los momentos que se generan en las estructura.

El mayor de los esfuerzos es de 213MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga es sensiblemente sobredimensionado, ya que el límite elástico es de 240MPa, suponiendo un 88%.

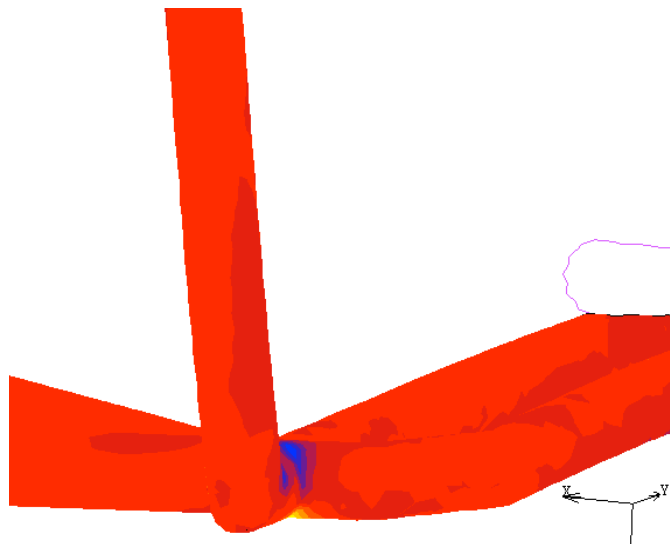
### *Frenada*



Al igual que en las dos configuraciones del acero, los mayores esfuerzos se producen en las uniones cercanas a los elementos anclados de la estructura (dentro de los círculos coloreados), cosa evidente ya que son las zonas encargadas de absorber los momentos que se generan en las estructura.

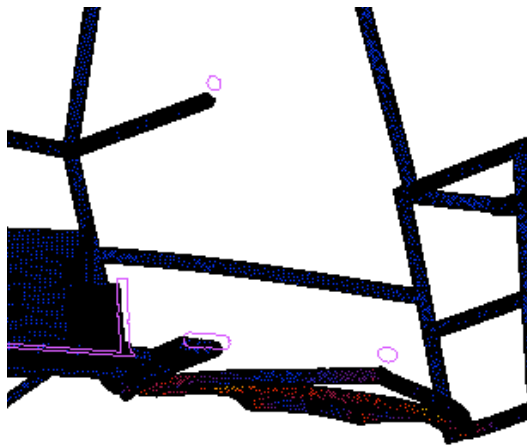
El mayor de los esfuerzos es de 194MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga es sensiblemente sobredimensionado, ya que el límite elástico es de 240MPa, suponiendo un 81%.

### *1,5P en el arco principal*



Como bien puede observarse en la imagen, donde se muestra la unión del arco principal en su parte inferior con el suelo (la parte inferior de la estructura), las mayores deformaciones se producen en la zona coloreada de amarillo, y que es la cual está sufriendo estiramiento de todas sus fibras. Esto es evidente, ya que es la zona más alejada al foco de las cargas. Como las cargas se encuentran enfocadas en dirección “y” positiva entonces la zona amarilla tiende a despegarse de la estructura tubular.

### *2P barra lateral*

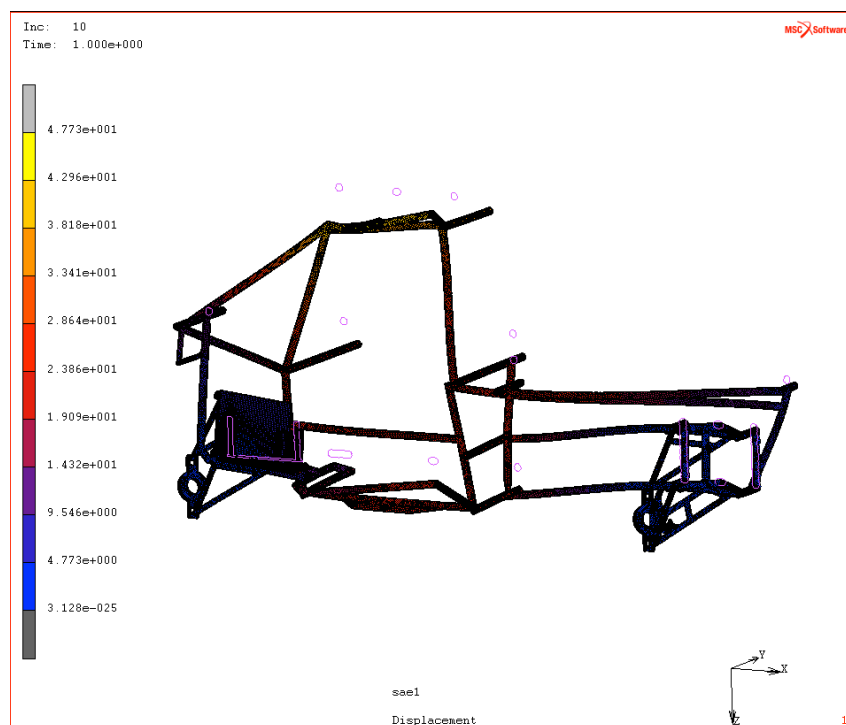


En la imagen puede verse estupendamente que las zonas más castigadas con esta hipótesis de carga son las uniones de la protección lateral con el resto del chasis.

En esta hipótesis se alcanzan los 244MPa en deformación, con lo que se ven superados los 240MPa que el material tiene como límite elástico, con lo que con esta hipótesis la estructura tiene un dimensionado erróneo. Al no superar el límite elástico por mucho, esta deformación no produciría la rotura en la estructura, pero se tendrán que estudiar las demás hipótesis para llegar a alguna conclusión.



## Sae 1

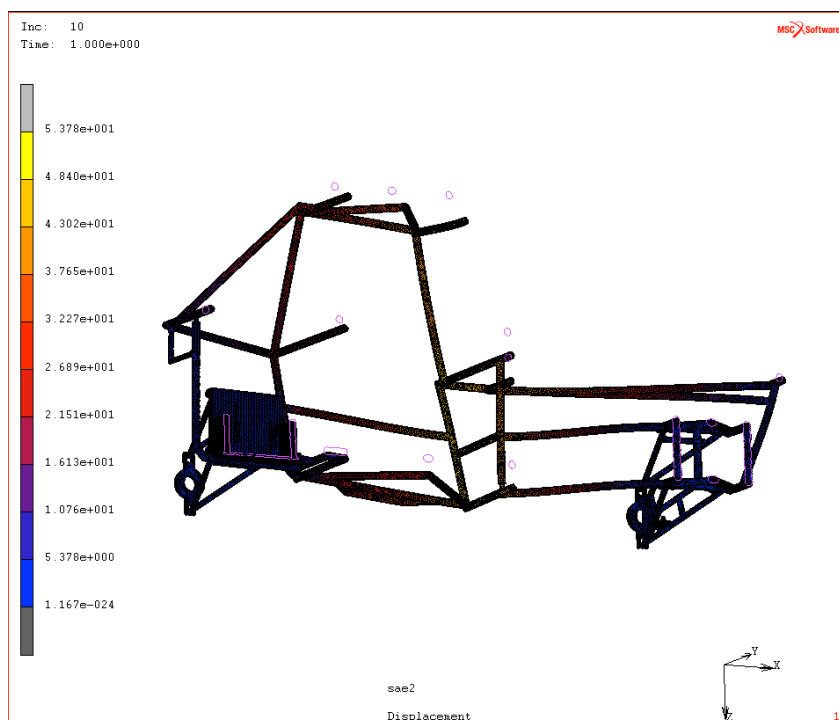


En la imagen anterior, en la que son mostrados los desplazamientos que se producen en la estructura mediante la hipótesis de carga Sae1, si son observados los desplazamientos máximos se puede hacer ya una idea de que con esta hipótesis el dimensionado de la estructura es erróneo.

Esto se debe, a que la cifra asciende hasta los 47,7mm y el reglamento de la Fórmula Sae establece que en esta hipótesis de carga si los desplazamientos máximos superan los 25mm el dimensionado de la estructura tendrá que ser revisado ya que con este diseño no es válido.

Además, analizando la EVM las deformaciones que se dan sobre las estructura son muy superiores a las permitidas por el límite elástico del aluminio. Ascienden a los 800MPa, cifra que supone un factor de aprovechamiento de la estructura de un 333%, es decir, es 3.3 veces superior al límite elástico permitido.

## Sae 2



En la imagen anterior, en la que son mostrados los desplazamientos que se producen en la estructura mediante la hipótesis de carga Sae2, si son observados los desplazamientos máximos se puede hacer ya una idea de que con esta hipótesis el dimensionado de la estructura es erróneo.

Esto se debe, a que la cifra asciende hasta los 53,8mm y el reglamento de la Fórmula Sae establece que en esta hipótesis de carga si los desplazamientos máximos superan los 25mm el dimensionado de la estructura tendrá que ser revisado ya que con este diseño no es válido.

Además, analizando la EVM las deformaciones que se dan sobre las estructura son muy superiores a las permitidas por el límite elástico del aluminio. Ascienden a los 660MPa, cifra que supone un factor de aprovechamiento de la estructura de un 275%, es decir, es 2.75 veces superior al límite elástico permitido.

A continuación será mostrada una tabla donde se expondrán todos los resultados obtenidos mediante esta configuración en cada una de las hipótesis realizadas.

ALUMNIO 6061-T6 (e=2,5mm)		A	B	C	D	E	F
EVM	Top layer	213	194	23	244	799	624
	Middle layer	126	114	24,5	69,3	319	333
	Bottom layer	132	144	25.6	168	739	586
TS	11 top layer	110	147	16.9	104	570	445
	22	185	184	16.7	182	781	681
	11 Middle layer	83	75	19.7	63.1	309	287
	22	47	76	15.7	58.7	268	195
	11 Bottom layer	134	154	22.5	144	609	660
	22	137	139	14.7	183	738	570
DISPLACEMENT(mm)		11.4	11.5	0.99	2.1	17.7	53.8
FAC.APRMTO (%)		88.7	80,8	10.7	102	333	275

Las abreviaciones y las letras de la anterior tabla significan:

- EVM- EQUIVALENT VON MISES (MPa)
- TS-TOTAL STRESS (MPa)
- A-hipótesis de carga (ACELERACION)
- B-hipótesis de carga (FRENADA)
- C-hipótesis de carga (1,5P ARCO PRINCIPAL LATERAL)
- D-hipótesis de carga (2P BARRA LATERAL)
- E-hipótesis de carga (SAE1)
- F-hipótesis de carga (SAE2)
- FAC.APRMTO (%)-FACTOR DE APROVECHAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Mirando y estudiando la anterior tabla, puede observarse que esta 3ª configuración no es aceptable. Esta se debe, a que solo tres de los seis resultados son aceptables ya que no

sobrepasan en ningún resultado los 240MPa. También la hipótesis de carga “2P barra lateral” podría ser aceptable, ya que solo pasa un resultado los 240MPa y es por muy poco, cifra que no produciría la rotura de la estructura. Además teniendo en cuenta las exigencias de la Formula SAE, en cuanto a los desplazamientos, la configuración no cumple ya que supera los 25 mm en los dos casos de carga.

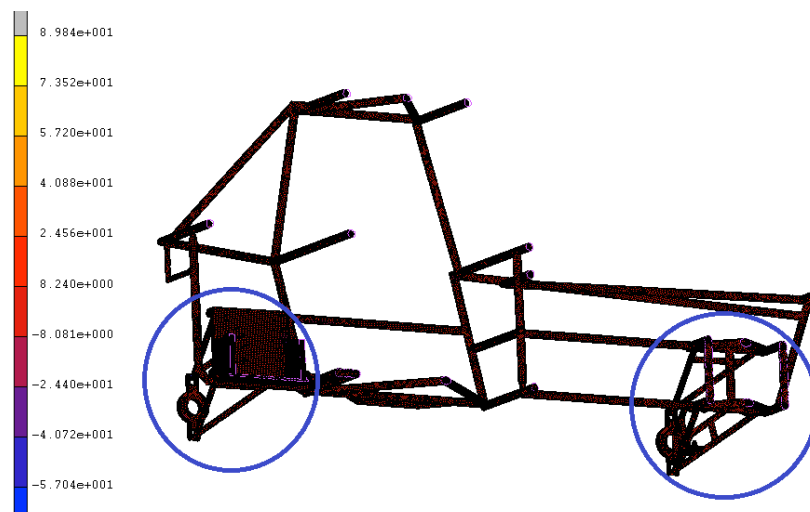
Por otro lado, analizando el factor de aprovechamiento, puede verse que la estructura, en dos de las seis hipótesis, llegaría al colapso y rotura final del chasis. Debido a ello, hay un dimensionado erróneo del mismo, ya que dos de las 6 hipótesis superan en mucho los 100%.

Como conclusión, esta configuración se desecha debido a los anteriores motivos mencionados, con lo que por ahora y antes del análisis de la última configuración que resta llevar a cabo, la 1ª configuración es la elegida.

#### 1.8.4.-ALUMiNIO 6061 T6 ( $e=5mm$ )

En la segunda de las configuraciones del aluminio se proba con un espesor superior al de la 1ª configuración del Aluminio, ya que ésta no es aceptable para aplicarla al chasis, entonces se analizará en espesor mayor. Este espesor se situaba en los 5mm. Se analizara esta configuración para observar si finalmente es aceptable, en caso afirmativo, habrá que realizar una comparación con la configuración que resultó aceptable en el Acero.

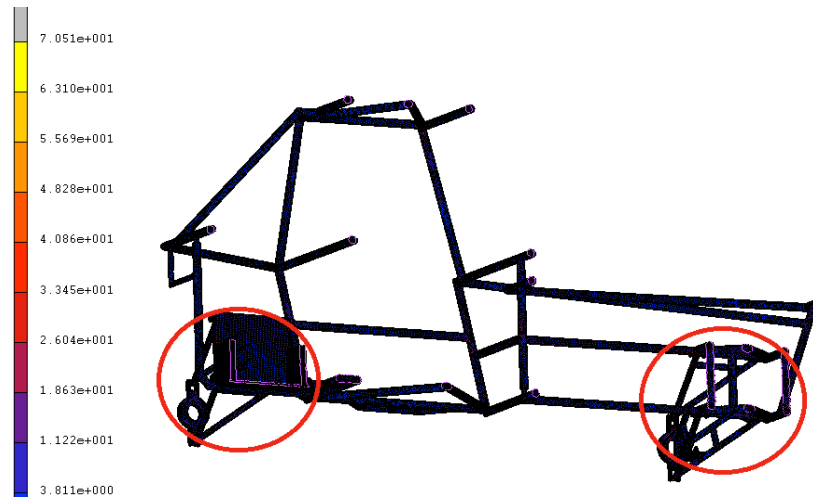
#### Aceleración



Al igual que en las tres configuraciones anteriores, los mayores esfuerzos se producen en las uniones cercanas a los elementos anclados de la estructura (dentro de los círculos coloreados), cosa evidente ya que son las zonas encargadas de absorber los momentos que se generan en las estructura.

El mayor de los esfuerzos es de 89.8MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga se considera sobredimensionado, ya que el límite elástico es de 240MPa, suponiendo un 35%.

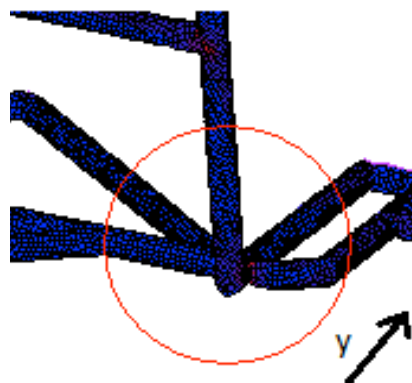
### *Frenada*



Al igual que en las tres configuraciones anteriores, los mayores esfuerzos se producen en las uniones cercanas a los elementos anclados de la estructura (dentro de los círculos coloreados), cosa evidente ya que son las zonas encargadas de absorber los momentos que se generan en las estructura.

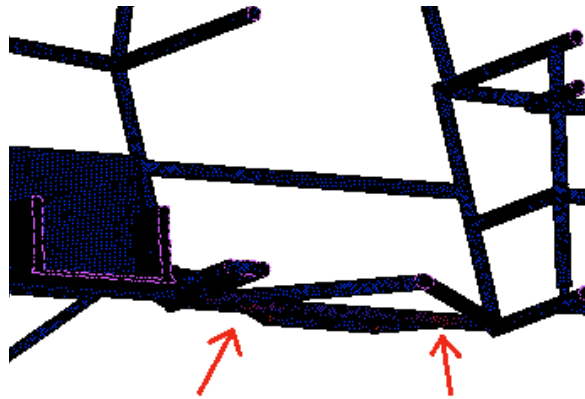
El mayor de los esfuerzos es de 70.5MPa, con lo que el dimensionado de la estructura en esta hipótesis de carga se considera sobredimensionado, ya que el límite elástico es de 240MPa, suponiendo un 29%.

### *1,5P en el arco principal*



Como bien puede observarse en la imagen, donde se muestra la unión del arco principal en su parte inferior con el suelo (la parte inferior de la estructura), las mayores deformaciones se producen en la zona coloreada de amarillo, y que es la cual está sufriendo estiramiento de todas sus fibras. Esto es evidente, ya que es la zona más alejada al foco de las cargas. Como las cargas se encuentran enfocadas en dirección “y” positiva entonces la zona amarilla tiende a despegarse de la estructura tubular.

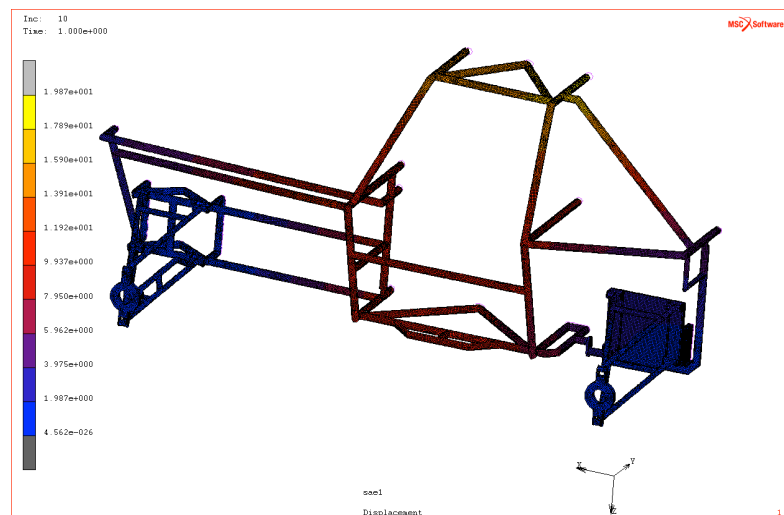
### 2P barra lateral



En la imagen puede verse que las zonas más castigadas con esta hipótesis de carga son las uniones de la protección lateral con el resto del chasis.

Esto es evidente, ya que son las demás partes son tubos sin soldadura, entonces las únicas zonas susceptibles a alguna deformación serán éstas.

### Sae 1

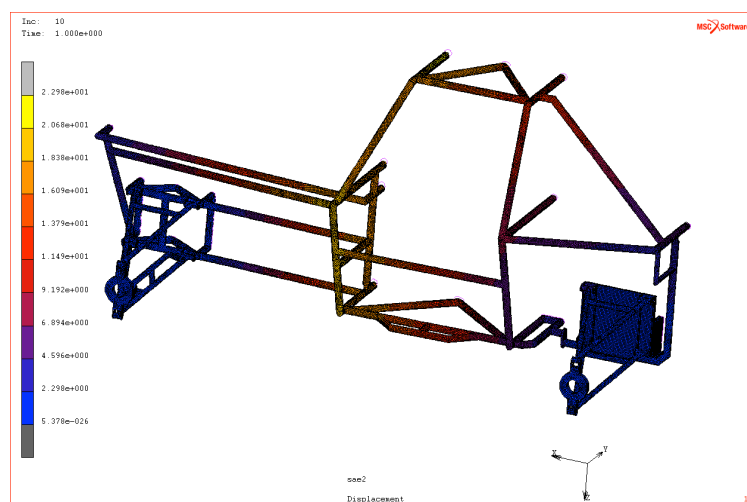


En la imagen anterior, en la que son mostrados los desplazamientos que se producen en la estructura mediante la hipótesis de carga Sae1, si son observados los desplazamientos máximos se puede hacer ya una idea de que con esta hipótesis el dimensionado de la estructura es bastante mejor que el de la otra configuración del Aluminio.

Esto se debe, a que la cifra asciende solamente a los 19.9 mm y el reglamento de la Fórmula Sae establece que en esta hipótesis de carga si los desplazamientos máximos no superan los 25mm el dimensionado de la estructura es correcto y aceptable.

Además, analizando la EVM y total stress, las deformaciones que se dan sobre las estructura son subsanables y no superan en ningún resultado el límite elástico del aluminio. Asciende la mayor hasta los 232MPa, cifra que supone un factor de aprovechamiento de la estructura de un 96%, es decir, se está utilizando la estructura al máximo.

### Sae 2



En la imagen anterior, en la que son mostrados los desplazamientos que se producen en la estructura mediante la hipótesis de carga Sae2, si son observados los desplazamientos máximos se puede hacer ya una idea de que con esta hipótesis el dimensionado de la estructura es bastante mejor que el de la otra configuración del Aluminio.

Esto se debe, a que la cifra asciende solamente a los 22.9 mm, es un poco superior al de la hipótesis SAE1, y el reglamento de la Fórmula Sae establece que en esta hipótesis de carga si los desplazamientos máximos no superan los 25mm el dimensionado de la estructura es correcto y aceptable.

Además, analizando la EVM y total stress, las deformaciones que se dan sobre las estructura son subsanables y no superan en ningún resultado el límite elástico del aluminio.

Asciende la mayor hasta los 230MPa, cifra que supone un factor de aprovechamiento de la estructura de un 95%, es decir, se está utilizando la estructura al máximo.

A continuación será mostrada una tabla donde se expondrán todos los resultados obtenidos mediante esta configuración en cada una de las hipótesis realizadas.

ALUMNIO 6061-T6 (e=5mm)		A	B	C	D	E	F
EVM	Top layer	82.5	70.5	11.9	98.1	232	230
	Middle layer	41.1	34.4	11.5	33.7	125	133
	Bottom layer	56.9	57.9	11.2	72.9	231	230
TS	11 top layer	47.9	53.7	8.5	42.6	193	132
	22	89.8	70.1	12.7	85.5	220	221
	11 Middle layer	32.9	24.7	9.4	29.3	103	80.2
	22	20.1	22.1	8.1	27.4	108	93.2
	11 Bottom layer	53.8	64.1	10.3	55.4	194	233
	22	59.1	47.1	10.3	79.5	225	218
DISPLACEMENT(mm)		4.6	4.8	0.8	0.9	19.9	22.9
FAC.APRMTO (%)		37.4	29.4	5.3	40.9	96	95

Las abreviaciones y las letras de la anterior tabla significan:

- EVM- EQUIVALENT VON MISES (MPa)
- TS-TOTAL STRESS (MPa)
- A-hipótesis de carga (ACELERACION)
- B-hipótesis de carga (FRENADA)
- C-hipótesis de carga (1,5P ARCO PRINCIPAL LATERAL)
- D-hipótesis de carga (2P BARRA LATERAL)
- E-hipótesis de carga (SAE1)
- F-hipótesis de carga (SAE2)



- FAC.APRMTO (%)-FACTOR DE APROVECHAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Mirando y estudiando la anterior tabla, puede observarse que esta 2ª configuración del aluminio es aceptable. Esta se debe, a que ningún resultado en ninguna hipótesis de carga sobre pasa los 240 MPa de límite elástico del material y además teniendo en cuenta las exigencias de la Formula SAE, en cuanto a los desplazamientos, la configuración cumple ya que no supera los 25 mm.

Por otro lado, analizando el factor de aprovechamiento, puede verse que la estructura se está aprovechando bastante bien y que no hay un sobredimensionado de la misma, ya que en algún caso de hipótesis de carga se encuentra entorno a los 95%.

Como conclusión, esta configuración es la elegida de las dos que se han realizado del aluminio ya que ésta es la única de las dos que se considera aceptable.

### 1.9.- análisis de vibración

Gracias a este análisis se intentará observar y analizar el comportamiento dinámico del chasis. Este análisis simulará las vibraciones que se pueden llegar a dar sobre la estructura debida a las irregularidades del terreno, las cuales serán transmitidas por las ruedas a las manguetas de los brazos de suspensión y, a su vez, éstas sobre la estructura.

Mediante el análisis de los resultados se podrá identificar claramente que frecuencias son negativas para la estructura y que si en algún momento se alcanzasen éstas, provocarían en el chasis una resonancia, el cual podría llegar finalmente al colapso. Los resultados, que proporcionará el análisis, darán a conocer aquellos valores que hace que el bastidor entre en resonancia, y debido a ello serán estudiados para observar si podrían dar lugar al fatídico colapso.

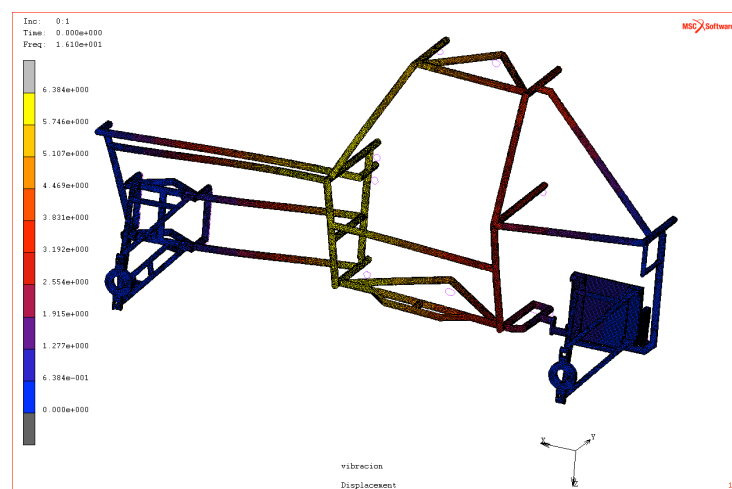
A la hora de los análisis en estático, se han estudiado cuatro configuraciones distintas de la estructura, para observar y relacionarlas con los resultados obtenidos. Pero en el caso de las vibraciones, solo serán estudiadas las dos configuraciones que salieron anteriormente aceptables, a fin de conseguir la mejor configuración para la estructura.

Para realizar el análisis de vibración, se ha seguido un método parecido al utilizado con el análisis estático. Del chasis se ha eliminado la mitad del mismo en dirección longitudinal, debido al gran número de nodos y elementos que ralentizaban en exceso el portátil utilizado para los cálculos. La estructura tubular se encontraba anclada en las tres direcciones, tanto en desplazamiento como en momentos, en las manguetas de las ruedas y, al estar dividida por la mitad, toda esa parte se encontraba anulada en desplazamiento en dirección “y”. De esta manera, el análisis de las vibraciones se realizará de la manera más real posible, debido a que las vibraciones son transmitidas por las irregularidades del terreno a las ruedas y a su vez éstas las transmiten a la estructura a través de los trapecios de suspensión.

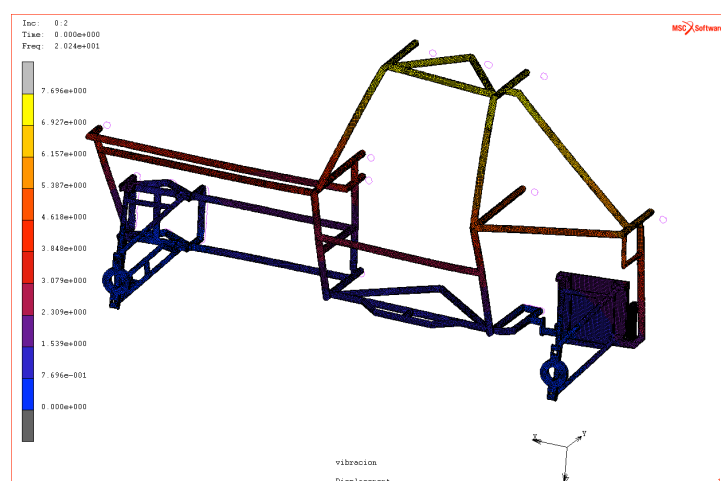
Como anteriormente se ha mencionado, se realizarán dos análisis teniendo en cuenta cada una de las dos configuraciones que resultaron aceptables en el análisis estático. Al igual que en este análisis, el número de imágenes es excesivo para ser mostrado es su totalidad, debido a ello se mostrará el análisis completo de uno de ellos para que sirva de ejemplo. A la conclusión del mismo, serán mostradas tablas en las que se resumirán todos los datos obtenidos en cada una de las configuraciones realizadas.

El análisis que servirá de ejemplo será el realizado con la 1º de las configuraciones, la cual era el acero AISI-4130 ( $e=2,5\text{mm}$ ). Se irá mostrando incremento tras incremento para observar las modificaciones que se producen en cada uno de ellos.

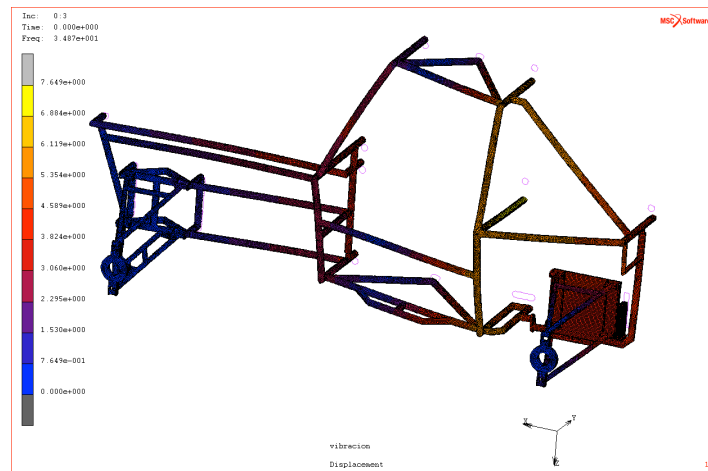
### Incremento 0.1



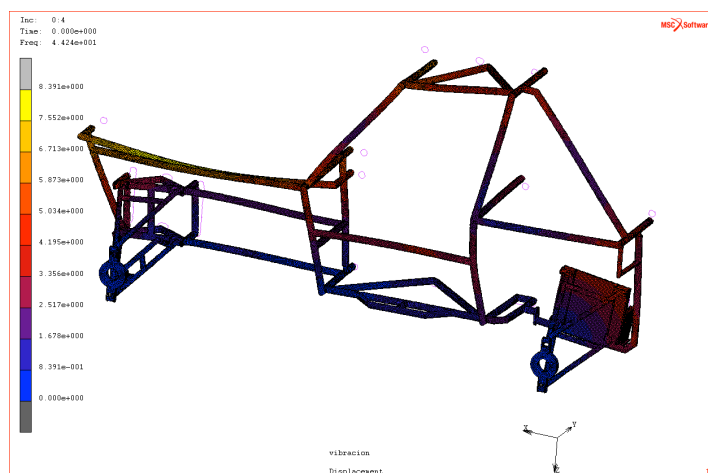
### Incremento 0.2



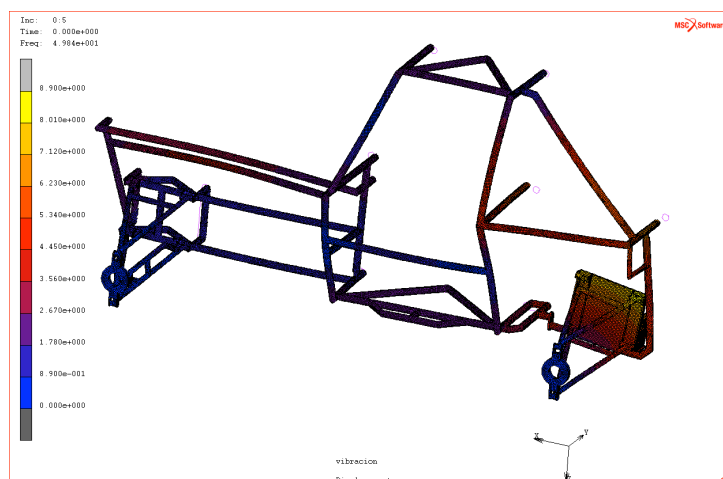
### Incremento 0.3



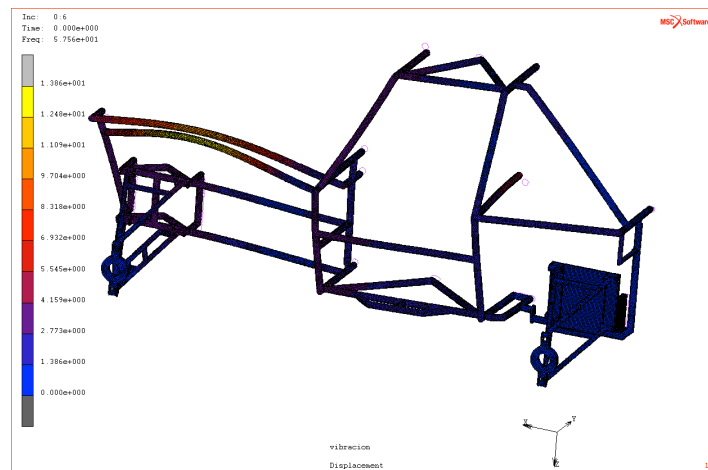
### Incremento 0.4



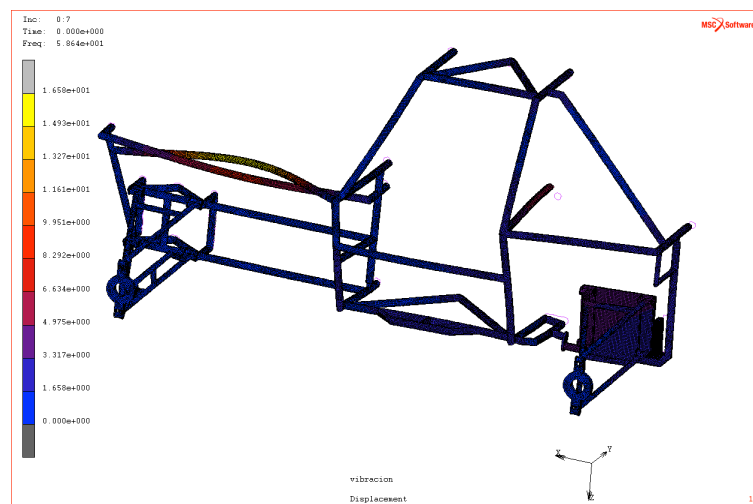
### Incremento 0.5



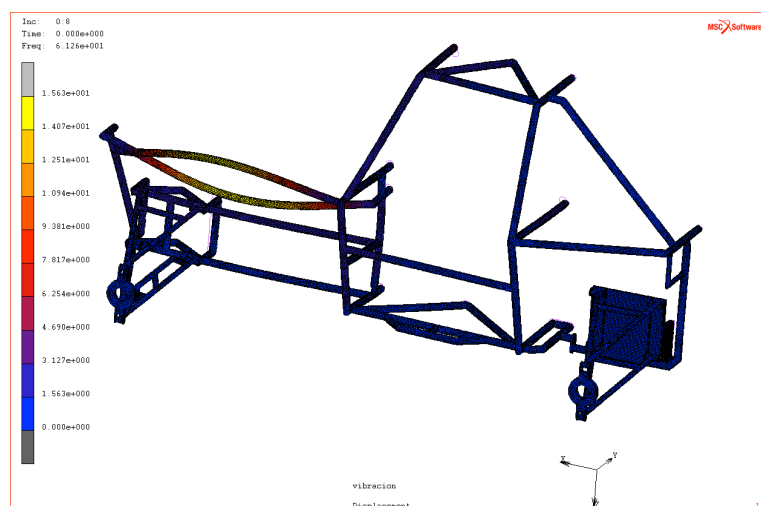
### Incremento 0.6



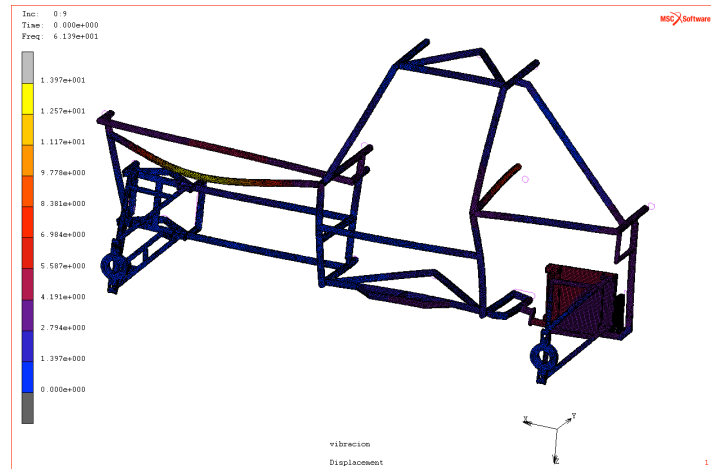
### Incremento 0.7



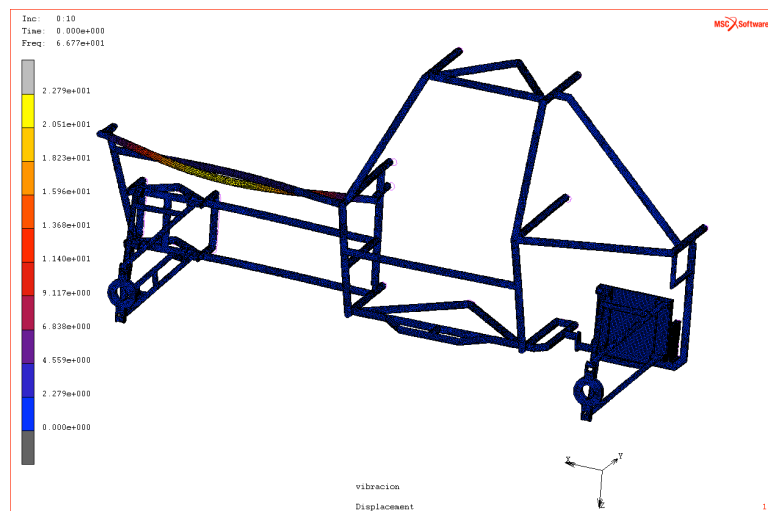
### Incremento 0.8



## Incremento 0.9



## Incremento 0.10



### ACERO AISI-4130 (e= 2.5mm)

#### INCREMENTO

#### FRECUENCIA(Hz)

#### FRECUENCIA(r.p.m)

**0.1**

16.1

966

**0.2**

20.3

1218

**0.3**

34.8

2088

**0.4**

44.2

2652

**0.5**

49.8

2988

**0.6**

57.6

3456

<b>0.7</b>	58.6	3516
<b>0.8</b>	61.3	3678
<b>0.9</b>	61.4	3684
<b>0.10</b>	66.8	4008

<b>ALUMINIO 6061 T6 (e= 5mm)</b>		
<b><u>INCREMENTO</u></b>	<b><u>FRECUENCIA(Hz)</u></b>	<b><u>FRECUENCIA(r.p.m)</u></b>
<b>0.1</b>	20.1	1206
<b>0.2</b>	25.4	1524
<b>0.3</b>	46.3	2778
<b>0.4</b>	55.7	3342
<b>0.5</b>	62.7	3762
<b>0.6</b>	67.1	4026
<b>0.7</b>	67.7	4062
<b>0.8</b>	70.2	4212
<b>0.9</b>	76.2	4572
<b>0.10</b>	77.1	4626

Una vez mostradas las imágenes y los resultados obtenidos en las dos configuraciones analizadas, se pasará a un estudio de los mismos.

Las características dinámicas del chasis son muy importantes, sobre todo cuando se relacionan con su estado de uso. Durante el proceso de funcionamiento, el chasis está sujeto a un conjunto de fuerzas provenientes de diferentes lugares, tales como el motor, sistema de transmisión, el piso de la carretera o por caminos rurales, experimenta excitaciones provenientes de la mayor o menor rugosidad del piso, cada una de estas fuerzas de excitación tiene una frecuencia característica, las que al no coincidir con la frecuencia natural del modelo entraría en el fenómeno de la resonancia.

De todas las fuentes de excitación, la del piso representa el principal disturbio o perturbación, como se ha podido observar en estudios de densidades espectrales en documentos técnicos, la posibilidad de llegar a una frecuencia de 15 Hz, es decir, 900

r.p.m. es complicado. Por lo tanto, como la frecuencia mínima que se produce en el análisis del acero es superior, entonces se tiene un margen de seguridad antes de llegar al primero de los modos de resonancia. En el caso del Aluminio, este margen de seguridad es algo superior.

### 1.9.-comparación Aluminio-Acero

A continuación, se va a realizar una comparación de las dos configuraciones de las cuatro que han concluido aceptables con el fin de elegir cuál de las mismas se utilizará para la construcción del chasis. Como una era de Aluminio y otra de Acero, se realizará una comparativa de los dos metales.

- **Peso** = una de las características principales se encuentra en la diferencia de pesos, mientras el acero tiene una densidad específica de 7.8, el del aluminio es de unos 2.67. Con estos datos se obtiene que el acero pesa 2.92 veces más que el Aluminio, cuya incidencia se verá no solo en la necesidad de menos potencia para conseguir iguales eficiencias sino iguales versatilidades para el diseño, la influencia de esta característica es presentada a continuación.

Con la 1º de las configuraciones del Acero ( $e=2.5\text{mm}$ ) se obtiene un peso de la estructura de unos 375 Kg., mientras que con la 1º de las configuraciones del Aluminio ( $e=2.5\text{ mm}$ ) se obtiene un peso de solo 128 Kg, con este ejemplo queda claro que esta característica es favorable al Aluminio.

- **Límite de fluencia** = esta característica también es de vital importancia, ya que marcará los esfuerzos máximos a los que podrá estar sometido el chasis sin que se deforme la estructura. Es decir, la estructura se podrá deformar de manera temporal para absorber las posibles cargas que le afecten, pero una vez que cese la acción de las mismas, la estructura volverá totalmente a su posición inicial.

Mientras el Acero tiene un límite de 430 MPa, el Aluminio solo permite 240 MPa, con lo que claramente el acero es favorable en esta característica.

- **Mantenimiento** = El Aluminio, en un ambiente en el que el aire este húmedo, se forma una película fina resistente de óxido de aluminio, haciendo las veces de pintura, que protege que la oxidación avance hacia el interior del metal. Por su parte, el Acero genera corrosión de manera evidente.

Se concluye esta característica diciendo que el Aluminio con un adecuado plan de pintura y de protección galvánica puede tener fácilmente el doble de la vida útil que la del Acero en ambientes húmedos, con lo que los costos de mantenimiento serían menores.

- **Resistencia mecánica** = en esta característica el Acero sale mejor parada ya que ofrece 97.000 Psi, es decir, más o menos unos 670 Mpa, mientras en Aluminio solo entrega 42.000 (290 Mpa).

- Dureza = es la propiedad que tiene los materiales de resistir el rayado y el corte de su superficie.

El análisis comparativo se hará teniendo en cuenta el índice de dureza HRB (dureza Rockwell B). El Acero tiene un índice de dureza de 93, mientras que el Aluminio es de tan solo 32.

- Precio = es de las principales características y dependiendo del proyecto a realizar será la más importante.

La comparación se hará teniendo en cuenta el precio por Kg de material. El acero se puede encontrar en el mercado por 1.5 euros el Kg, mientras que el Aluminio asciende hasta los 7 euros por Kg.

Estamos hablando de más o menos un 75% más del precio por Kg del Aluminio frente al Acero.

- Soldabilidad= el acero es el metal más utilizado y el metal con el que se posee la mayor experiencia en soldadura, varios aspectos son importantes dentro de esta característica:
  1. La diferencia del punto de fusión- mientras los óxidos de hierro funden a una temperatura aproximada o inferior a la del Acero, los óxidos de Aluminio funden a una temperatura de 2060 °C, lo que supone 1400°C por encima del punto de fusión del Aluminio. Perjudicial es esto ya que es esencial remover la capa de óxido antes y durante la soldadura para lograr buena calidad.
  2. El coeficiente de expansión térmica del Aluminio es aproximadamente el doble al del acero, lo cual puede significar deformación y distorsión inaceptable durante la soldadura.
  3. El coeficiente de conductividad térmica del Aluminio es 4 veces al del acero. El resultado es que la fuente de calor para soldar el Aluminio necesite ser más intensa y concentrada que para el Acero.
  4. El calor específico del Aluminio es el doble que el del Acero, es decir, que se necesita entregar más energía calórica para elevar la temperatura en el Aluminio.
  5. El Aluminio tiene gran conductividad eléctrica, unas 6 veces la del acero. Esto es una desventaja cuando se usan soldaduras de punto. Debido a ello, requiere de mayor diámetro de electrodos.

Debido a estas diferencias las soldaduras de aleaciones de Aluminio presentan complicaciones frente a las del Acero.



A continuación se muestra una tabla que sirve de resumen de la comparativa de ambos materiales .

	ACERO	ALUMINIO	DIF. %
<b>Peso (Kg)</b>	128	375	292
<b>Lim.fluencia (MPa)</b>	430	240	56
<b>Rta.mecánica (MPa)</b>	670	290	44
<b>Dureza (HRB)</b>	93	32	35
<b>Pto.fusión (°C)</b>	1400	650	47
<b>Pto.fus.óxidos(°C)</b>	1400	2060	150
<b>Calor específico(J/Kg*K)</b>	477	940	200
<b>Cond.térmica(W/m*K)</b>	42.7	167	391
<b>Exp.térmica(°C)</b>	12	23.6	196
<b>Precio(€/KG)</b>	1.5	7	465

Además de las propiedades específicas de los materiales, también un punto importante es la experiencia que se pueda tener en la conducción de chasis contruidos en Acero frente a los de Aluminio.

Para ello, se ha leído en artículos automovilísticos. En ellos, se comenta que el chasis de Aluminio es más manejable ,ágil , sensible y rígido que el Acero. Además, si los lugares por donde se va a conducir el vehículo contienen grandes barrancos y grandes diferencias del terreno el chasis de Aluminio se comporta mejor.

Por el contrario, en el de Acero la conducción se hace mucho más cómoda y relajada. Si sufres un accidente el chasis se doblaría y soportaría mejor las deformaciones, favoreciendo la seguridad del piloto.

En definitiva, si los lugares por donde se va a conducir y pilotar el vehículo son caminos de piedra, comúnmente, el campo, el chasis elegido sería el de Acero. Pero para todos los demás lugares se elegiría el de aluminio.

### Conclusión

Tras haber estudiado y analizado todas las características anteriores, además de leer artículos automovilísticos, el material que se utilizaría si el chasis fuese a ser construido sería el de Acero.

Las principales razones, además de todas las estudiadas anteriormente, para ello son el excesivo precio del Aluminio, que para la construcción de un vehículo no pensado para la competición sino que solamente es para disfrute de piloto es desproporcionado. También

un punto muy importante es la resistencia del material, ya que al ser un vehículo todoterreno, la posibilidad de accidente es elevada. Por último, otro punto importante es la soldabilidad de los materiales, el acero confiere características y facilidad de soldar superior al del Aluminio, además el precio de la soldadura de Aluminio se dispara frente al del Acero. También es la mayor dificultad de suelde del Aluminio frente al Acero.

La configuración elegida para el chasis es la 1º del Acero que se analizó, es decir, un Acero AISI-4130 con un espesor de 2.5mm.

## 2.- ELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

En este proyecto, para la selección del sistema de suspensión adecuado se estudió y se comparó dos tipos. A continuación se exponen las ventajas y desventajas de ambos y al final del apartado se mencionara cual se eligió.

### 2.1.- primera suposición

Primeramente se seleccionó un sistema compuesto por un paralelogramo deformable de doble brazo en A de igual longitud paralelo:

#### ➤ Ventajas

Éste ofrece un control rígido lo que se traduce en un control total de la deflexión durante las curvas, asegurando así que la alineación de la dirección y de las ruedas permanezca constante siempre, debido a ello esa muy usada en la parte frontal de muchos vehículos.

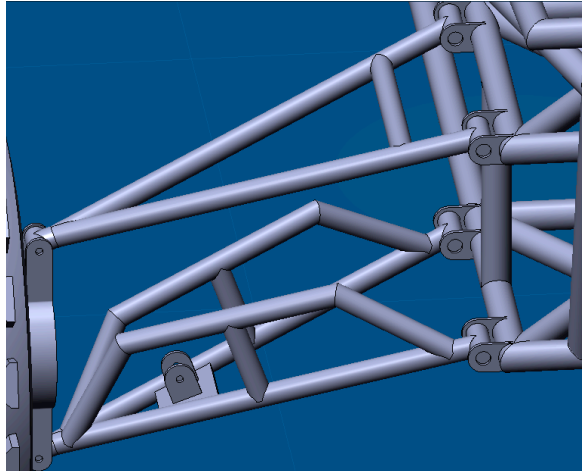
#### ➤ Desventajas

No existe una ganancia en el ángulo de camber, por lo que se pierde mucha adherencia en las curvas, pues cuando el chasis gira en ángulo roll, las ruedas también lo hacen girando el mismo ángulo y esta se ha convertido en la principal desventaja o causa de que porque se ha desechado este tipo de sistema, además para que se produzca una ganancia de camber y se elimine este problema en las curvas se montan brazos de diferentes longitudes.

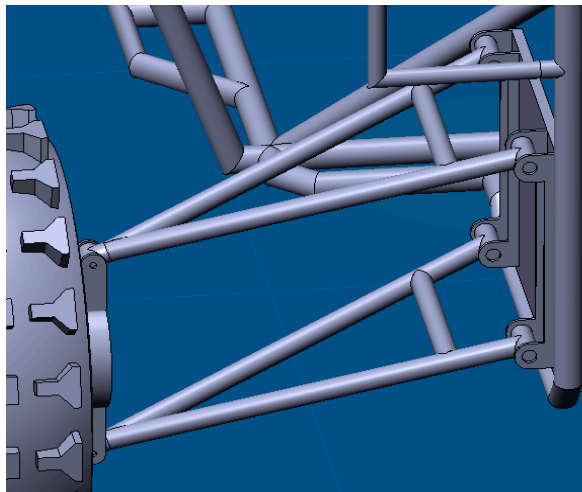
## TRAPECIOS

La unión entre las ruedas y el chasis se efectúa mediante unos trapecios. Cada rueda estará soportada mediante dos tipos de trapecios que atienden a la geometría del chasis.

A continuación se muestran los diferentes trapecios, tanto los delanteros como los traseros, con sus elementos de fijación tanto a la rueda como a la estructura.



Trap.delanteros



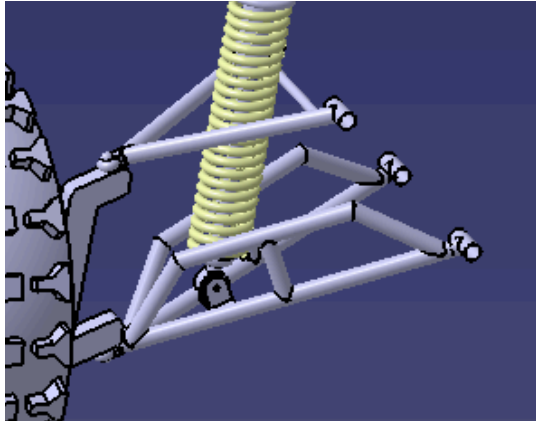
Trap.traseros

## 2.2- segunda suposición

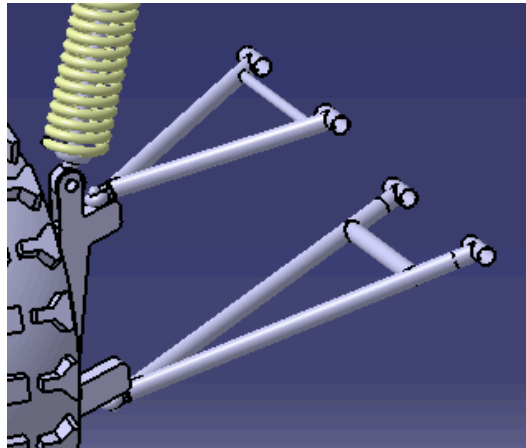
La segunda suposición fue de doble brazo en A de diferente longitud paralela:

### ➤ Ventajas

El hecho de proporcionar una longitud menor al brazo superior con respecto al inferior hace que la parte superior de la mangueta y de la rueda cambien de posición antes que la parte inferior cuando se comprime la suspensión .Esta circunstancia genera un control de ganancia de camber cuando el vehículo gira en ángulo roll , en el desarrollo de una curva , esta ventaja geométrica es muy apreciada principalmente en los sistemas de suspensión posteriores en donde siempre es importante tener la mayor tracción posible especialmente a la salida de una curva .



Trap.delanteros



Trap.traseros

### 2.3.- elección del sistema de suspensión

El sistema de suspensión seleccionado se compondrá de un sistema independiente en las cuatro ruedas, debido a que el vehículo deberá recorrer caminos complicados, tendrá que realizar saltos, así como superar infinidad de obstáculos.

En cuanto a la configuración de los brazos, se optará por montar un paralelogramo deformable en las cuatro ruedas, debido a que es el que ofrecerá un mayor recorrido de la suspensión. En las ruedas delanteras se montarán unos brazos paralelos de diferente longitud, para poder mantener alineados los neumáticos cuando el vehículo tenga que afrontar saltos e irregularidades del camino, obteniendo gracias a esto, una ganancia de camber en las curvas. Con lo que respecta a las ruedas posteriores, también se montarán brazos paralelos de diferente longitud ocurriendo lo mismo que en los delanteros.

Se montará un tipo “coilover” debido a que los resortes del mismo van situados exteriormente al amortiguador hidráulico, con lo que la suspensión es fácilmente ajustable y muy compacta.

El ángulo de salida será de 8 grados en los neumáticos delanteros, mientras que en los traseros será algo mayor llegando a los 10 grados. La elección de los grados será

parámetro de diseño, sabiendo que debe de estar para este tipo de vehículos entre 8 y 10 grados, que podrá ser modificado y que servirá para cálculos posteriores.

### 3.- FUERZAS

En este apartado, se procederá al cálculo del centro de gravedad realizando un estudio con diversas posiciones para concluir esta comparación con la posición más favorable para la conducción segura y fácil del piloto.

Además, se hallaran el centro de rolo (CR) y el centro instantáneo de rotación (CIR) y algunas transferencias de cargas que se originan durante la conducción del vehículo, que sirvieran de ayuda y proporcionaran datos para los siguientes análisis y cálculos que se realizaran sobre la estructura.

Por último, se hallara las fuerzas que se ejercen sobre el sistema de suspensión delantera a la hora de realizar un salto de 1 metro, acordada máxima altura a soportar como condición de diseño. Debido a ello se obtendrá las mayores fuerzas y desplazamientos que podrá aguantar el sistema delantero

#### 3.1.- Determinación del centro de gravedad

Primeramente, y antes de pasar el cálculo del centro de gravedad se va a realizar una pequeña introducción de las consideraciones principales que se tienen en cuenta a la hora de su cálculo en vehículos tipo buggy. Posteriormente, se especificaran las simplificaciones tenidas en cuenta en este proyecto.

En lo que respecta a la distribución de los pesos del vehículo, el objetivo principal es conseguir que el centro de gravedad se encuentre lo más centrado y bajo posible. De esta manera, se conseguirá mejor eficacia y aprovechamiento de las prestaciones del motor a la vez que también se producirá una mejora a la hora de la conducción del vehículo.

Una particularidad de este tipo de vehículos, es que el reparto de los pesos es complicado debido a que las pequeñas dimensiones del mismo, no facilitan la colocación de los elementos integrantes del vehículo. Éstos, en su gran mayoría, suelen colocarse en la zona trasera del vehículo, por lo que los mayores pesos quedaran concentrados en esa zona, lo cual conlleva un desplazamiento del centro de gravedad hacia esa zona. Con lo que respecta a la colocación del piloto, suele estar ubicado, más o menos, en el centro del vehículo, cosa que no ayuda al reparto equitativo de los pesos. Y por último, la zona delantera del vehículo queda reservada para un entramado de tubos que ejercerán protección al piloto en caso de choque frontal.

Como se ha mencionado anteriormente, a parte de la estructura tubular, los mayores pesos corresponden al piloto y al motor, situados en el centro y en la zona trasera del vehículo respectivamente. Debido a ello se tiende a situar al piloto en una zona la más avanzada posible sin afectar a la manejabilidad del vehículo.

Referente a la altura del centro de gravedad, éste se ha de colocar lo más bajo posible para favorecer la conducción del vehículo. Además, se pueden montar suspensiones regulables para tener la posibilidad de variar la altura del mismo dependiendo

los terrenos por los que vaya a circular o el tipo de conducción que se quiera en un determinado momento.

En el caso particular de este proyecto, como a continuación se mostrara, se obtuvo mediante el programa CATIA el centro de gravedad de la estructura tubular y después se le fueron añadiendo los elementos más importantes y pesados que pueden formar parte de un vehículo tipo buggy, para proceder al cálculo global del centro de gravedad del vehículo. La colocación de los elementos se realizó como en la mayoría de los vehículos de este tipo.

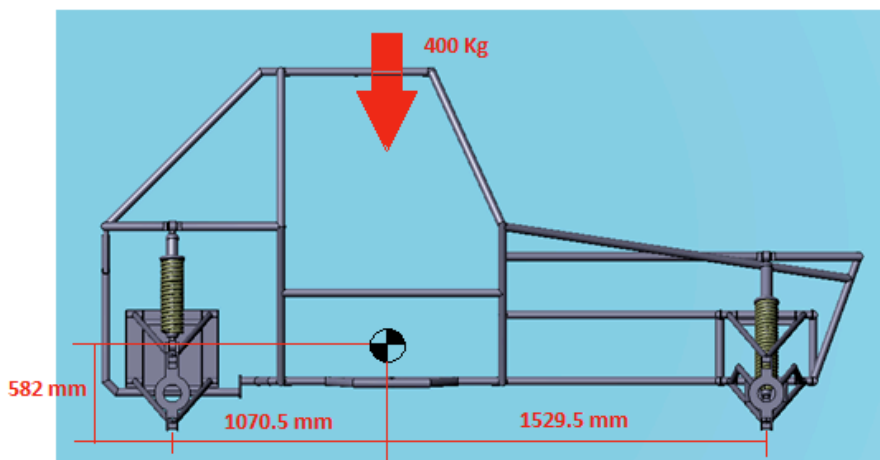
Para contrastar el resultado de las dimensiones del centro de gravedad, se hizo un pequeño estudio con vehículos de similares características para obtener datos del % en media de la medida del centro de gravedad. Tras este estudio, se concluyó que la medida del centro de gravedad entre ejes se repartía de manera que la diferencia entre el eje trasero y el centro de gravedad era más o menos del 40% mientras que el resto correspondía a la diferencia con el eje delantero. En lo que se refiere a la altura del centro de gravedad el % de diferencia entre el punto más bajo del vehículo y el centro de gravedad era de un 30%.

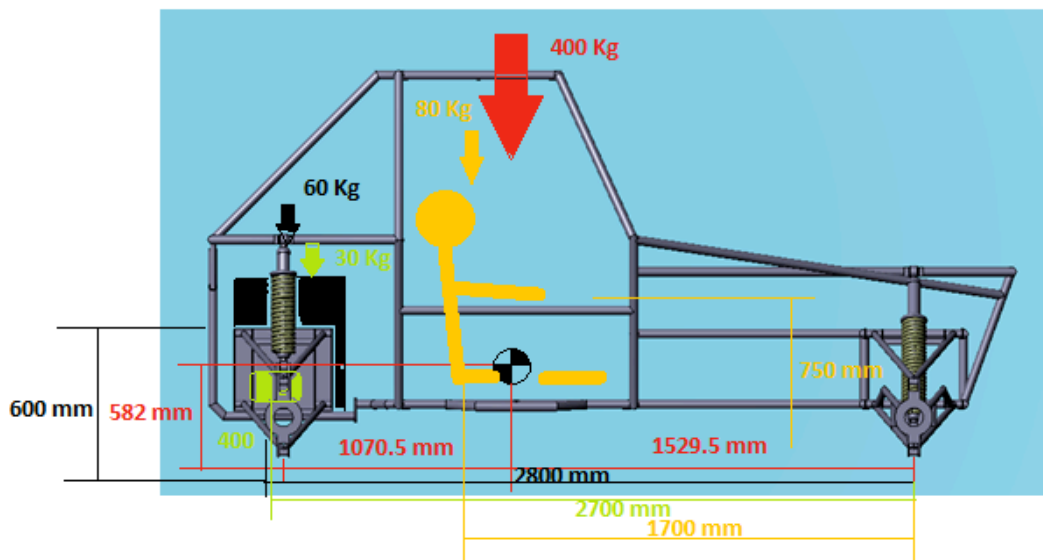
A continuación se muestra el cálculo del centro de gravedad del vehículo teniendo en cuenta además del peso de la estructura tubular, el peso del grupo de motor, el de los depósitos con gasolina y el del piloto.

Los pesos de cada uno de ellos es el siguiente:

- Estructura tubular = 400 kg
- Grupo motor = 60 Kg
- Depósitos = 30 Kg
- Piloto = 80 Kg

El peso total del vehículo será de 570 Kg

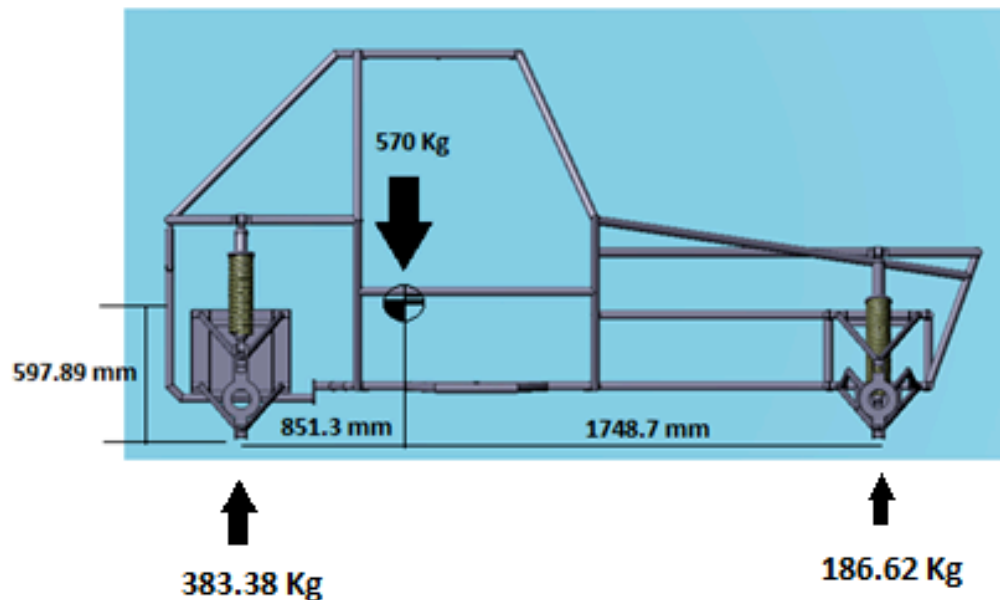




$$Xg = \frac{80 \times 1700 + 400 \times 1529.5 + 60 \times 2800 + 30 \times 2700}{570} = 1748.7 \text{ mm}$$

$$Yg = \frac{80 \times 750 + 400 \times 582 + 60 \times 600 + 30 \times 2700}{570} = 597.89 \text{ mm}$$

Con estos resultados se obtuvo el centro de gravedad como se muestra en la siguiente figura:



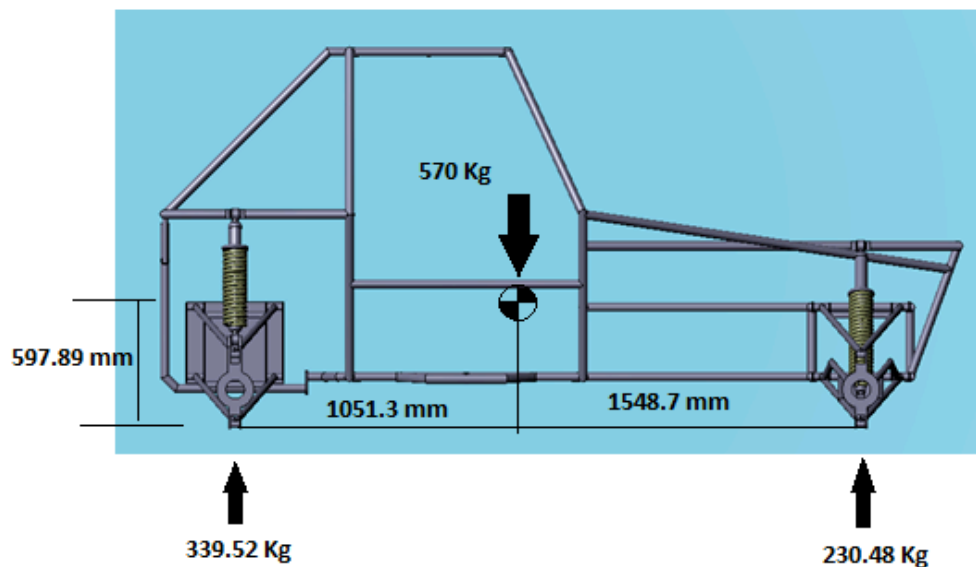
Así se obtiene que en cada rueda trasera la fuerza que se ejerce sobre ella será de 191.69 Kg, mientras que en cada rueda delantera será de solo 93.31 Kg

Esta opción es la primera que se obtuvo , y a partir de esta , se modificara el centro de gravedad hacia delante y hacia atrás para ver como varían las resultantes de las fuerzas que se generan en los trapecios y manguetas de las suspensiones , además de obtener las fuerza que tendrán que soportar los amortiguadores. Al final del apartado se expone cual es la

situación elegida para el centro de gravedad, teniendo en cuenta los % obtenidos en la comparación con los otros vehículos de similares características además del resultados que a continuación se calcularan.

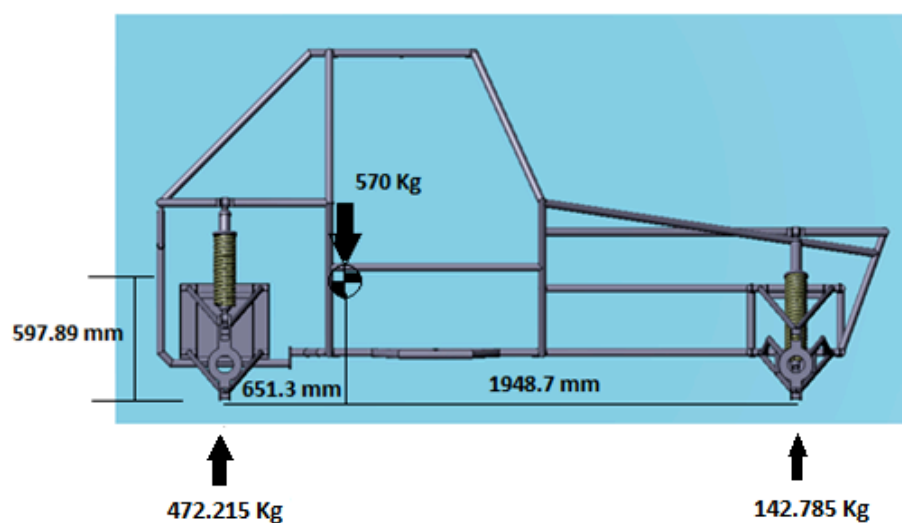
Seguidamente se exponen las dos opciones anteriormente comentadas:

- CG adelantado 200 mm



Se puede observar en la imagen que al adelantar el CG la fuerza sobre cada rueda se ve modificada. Por tanto, en cada rueda delantera se obtiene una fuerza de 115.24 Kg mientras que en las traseras se tienen 169.76 Kg

- CG retrasado 200 mm





En la imagen se observa claramente que al atrasar el CG las ruedas traseras tienen que soportar mayor esfuerzo. Estas soportan 236.1075 Kg cada una, y las ruedas delanteras 71.3925 Kg.

Tras haber obtenido las fuerzas sobre la estructura debido a los pesos que ella debe de soportar se realizara a continuación un análisis de las fuerzas que se originan en las manguetas y trapecios.

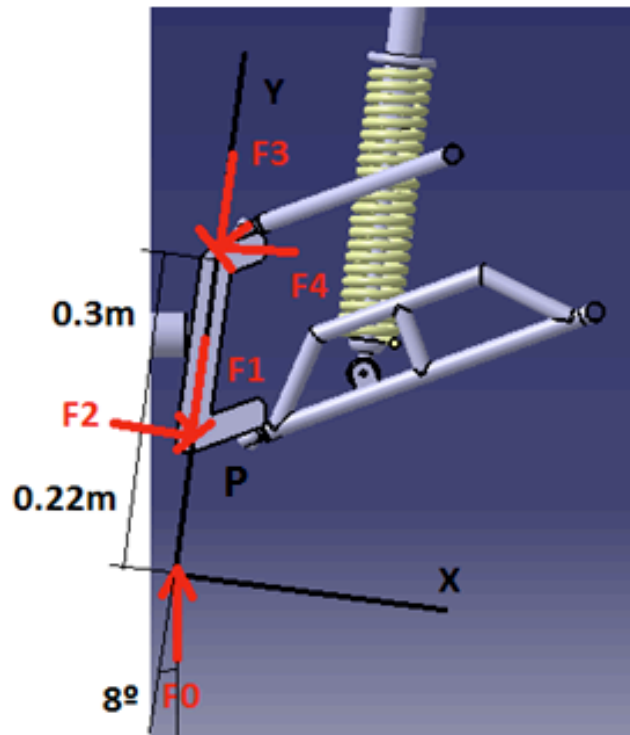


Figura: Carga vertical aplicada a la rueda en condiciones estáticas

Dónde:

- $F_0$  = Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-suelo
- $F_{0X}$  ,  $F_{0Y}$  = componentes de  $F_0$  en los ejes X,Y
- $F_1$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje Y
- $F_2$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje X
- $F_3$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje Y
- $F_4$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje X

$$F_{0X} = F_0 \cdot \sin(8) ; F_{0Y} = F_0 \cdot \cos(8)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -F_{0X} + F_2 - F_4 = 0$$

$$F_2 = F_{0X} + F_4$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{0Y} - F_1 - F_3 = 0$$

$F_1 = F_{OY}$  ( $F_3 = 0$  debido a que no hay en la barra superior fuerza generada por el amortiguador)

$$\sum M (P) = 0 \rightarrow (-F_{OX} * 22) + (F_4 * 30) = 0$$

$$F_4 = \frac{F_{OX} * 22}{30}$$

Barra inferior :

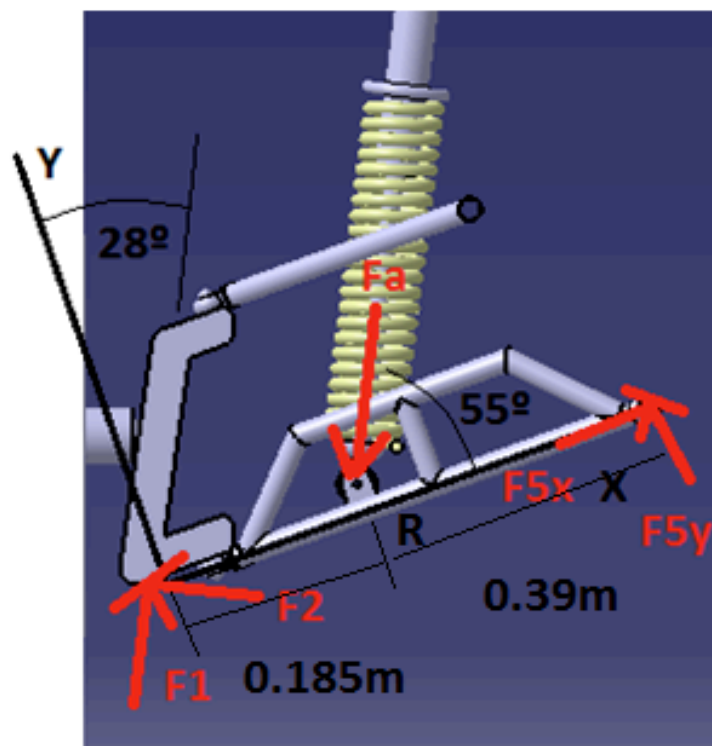


Figura : Fuerzas aplicadas a la barra inferior en condiciones estáticas

Dónde :

- $F_{1X}$  ,  $F_{1Y}$  : componentes de  $F_1$  en los ejes X,Y
- $F_{2X}$  ,  $F_{2Y}$  : componentes de  $F_1$  en los ejes X,Y
- $F_a$  : fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador
- $F_{aX}$  ,  $F_{aY}$  : componentes de  $F_a$  en los ejes X,Y
- $F_{5X}$  : fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje X
- $F_{5Y}$  : fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje Y

$$F_{1X} = F_1 \cdot \sin(28^\circ) ; F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(28^\circ)$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(28^\circ) ; F_{2Y} = F_2 \cdot \sin(28^\circ)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -F_{2X} + F_{1X} - F_{aX} + F_{5X} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{1Y} + F_{2Y} - F_{aY} + F_{5Y} = 0$$

$$\sum M(R) = 0 \rightarrow -(F_{2Y} \cdot 18.5) - (F_{1Y} \cdot 18.5) + (F_{5Y} \cdot 39) = 0$$

$$F_{5Y} = \frac{(F_{2Y} + F_{1Y}) \cdot 18.5}{39}$$

$$F_{aY} = F_{1Y} + F_{2Y} + F_{5Y}$$

$$\tan 55^\circ = \frac{F_{aY}}{F_{aX}} \rightarrow F_{aX} = \frac{F_{aY}}{\tan 55^\circ}$$

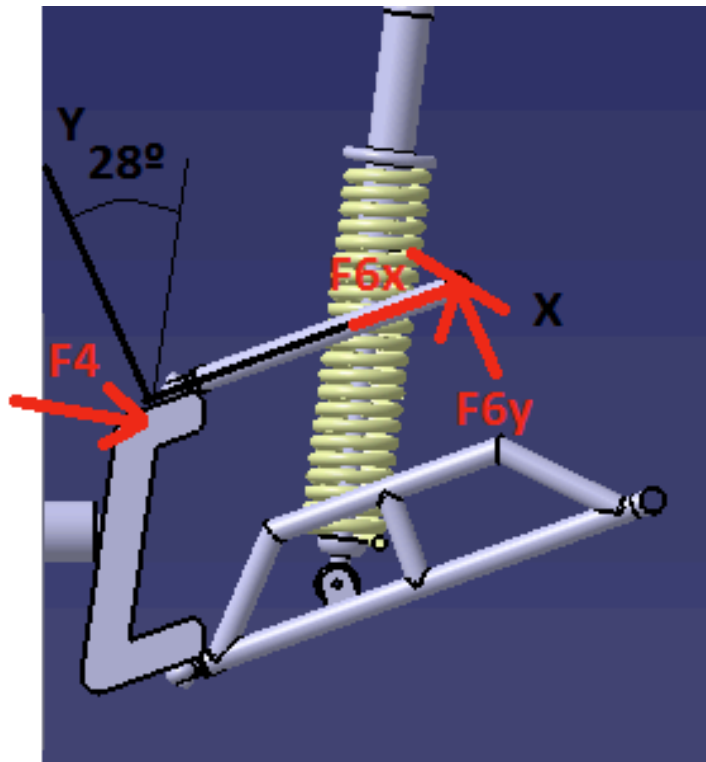


Figura : Fuerzas aplicadas en la barra superior en condiciones estáticas

Dónde :

- $F_{4X}$  ,  $F_{4Y}$  : componentes de  $F_4$  en los ejes X,Y
- $F_{6X}$ : fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje X
- $F_{6Y}$ : fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje Y

$$F_{4X} = F_4 \cdot \cos(28) ; F_{4Y} = F_4 \cdot \sin(28)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{6X} = -F_{4X}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{6Y} = F_{4Y}$$

## TRAPECIOS TRASEROS

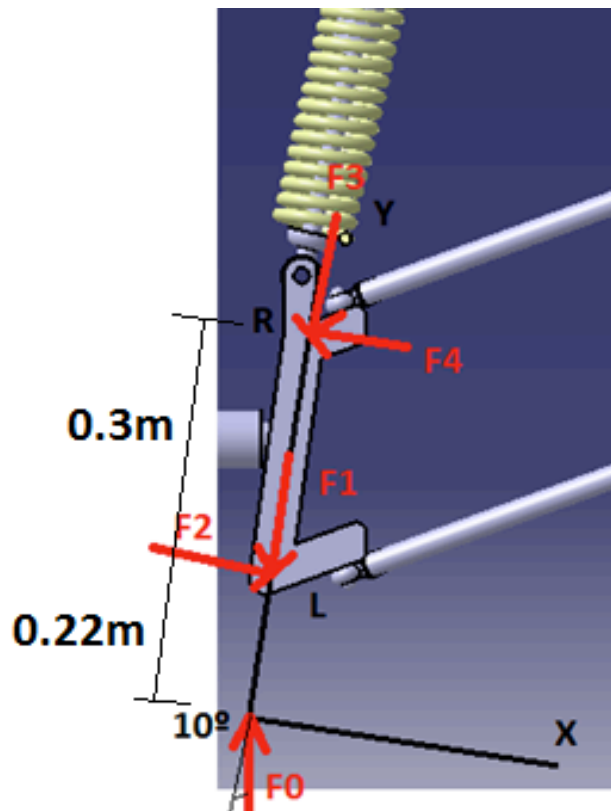


Figura : Carga vertical aplicada a la rueda trasera en condiciones estáticas

Dónde :

- $F_0$  = Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-suelo
- $F_{0X}$  ,  $F_{0Y}$  = componentes de  $F_0$  en los ejes X,Y
- $F_1$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje Y
- $F_2$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje X
- $F_3$  = Fuerza ejercida en la rótula superior en dirección del eje Y
- $F_4$  = Fuerza ejercida en la rótula superior en dirección del eje X

$$F_{0X} = F_0 \cdot \sin(10) ; F_{0Y} = F_0 \cdot \cos(10)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -F_{0X} + F_2 - F_4 = 0$$

$$F_2 = F_{0X} + F_4$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{0Y} - F_1 - F_3 = 0$$

$F_3 = F_{0Y}$  (F1 = 0 debido a que no hay en la barra inferior fuerza generada por el amortiguador )

$$\sum M (R) = 0 \rightarrow (-F_{0X} * 52) + (F_2 * 30) = 0$$

$$F_2 = \frac{F_{0X} * 52}{30}$$

$$F_4 = -F_{0X} + F_2$$

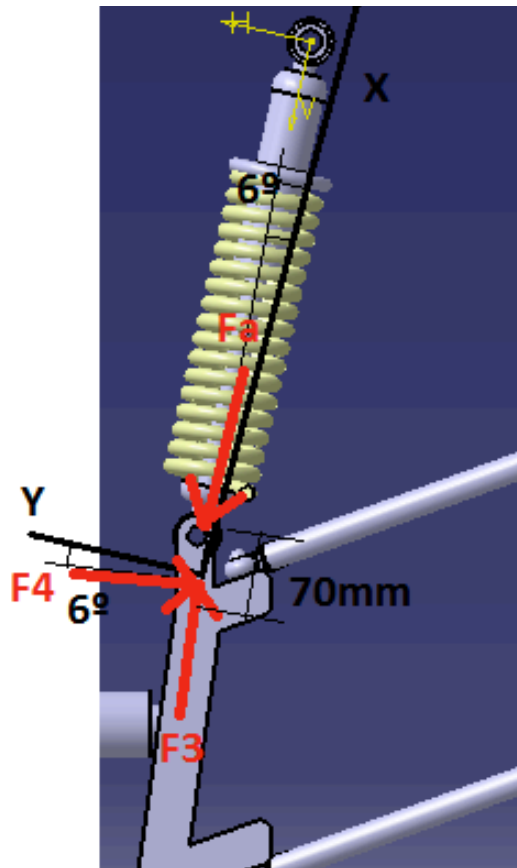


Figura : fuerzas aplicadas a la barra de sujeción del amortiguador

Dónde :

- Fa : fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador
- FaX , FaY : componentes de Fa en los ejes X,Y

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_4 * \cos 84 + F_3 * \cos 6 - F_{aX} * \cos 6 = 0$$

$$F_{aX} = \frac{F_4 * \cos 84 + F_3 * \cos 6}{\cos 6}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F_4 * \sin 84 + F_3 * \sin 6 - F_{aY} * \sin 6 = 0$$

$$F_{aY} = \frac{-F_4 * \sin 84 + F_3 * \sin 6}{\sin 6}$$

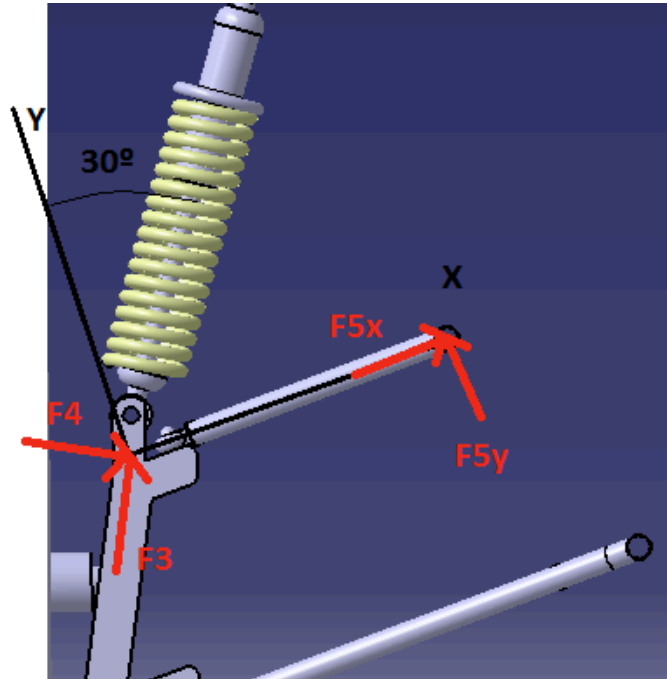


Figura : fuerzas aplicadas a la barra superior en condiciones estáticas

Dónde :

- F5X : fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje X
- F5Y : fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje Y

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_4 * \cos 30 + F_3 * \sin 30 + F_{5X} = 0$$

$$F_{5X} = -F_4 * \cos 30 - F_3 * \sin 30$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_3 * \cos 30 - F_4 * \sin 30 + F_{5Y} = 0$$

$$F_{5Y} = F_4 * \sin 30 - F_3 * \cos 30$$

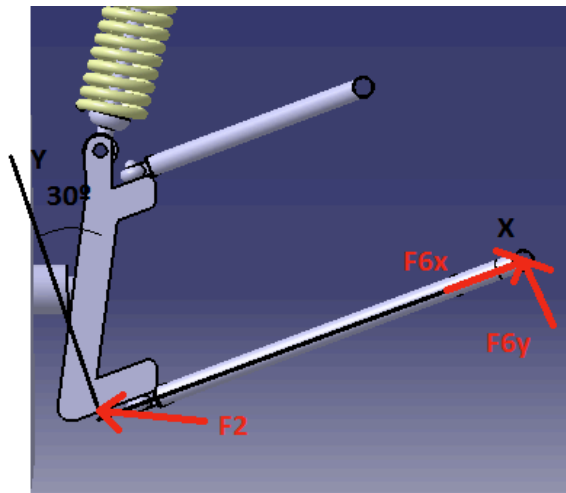


Figura : fuerzas aplicadas en la barra inferior en condiciones estáticas

Dónde :

- F6X: fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje X
- F6Y: fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje Y

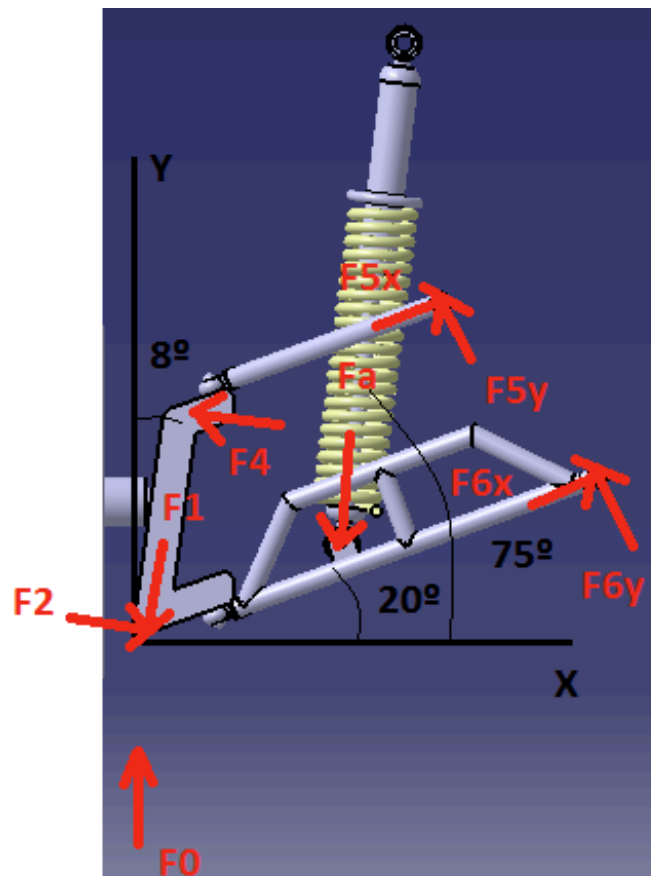
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F6X = F2 * \cos 30$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F6Y = -F2 * \sin 30$$

Una vez obtenidas de manera general las ecuaciones que relacionan las fuerzas que se originan en los trapecios , será utilizado el programa Microsoft Excel para la resolución de las mismas en los tres diferentes casos de posicionamiento del centro de gravedad para ver cómo se modifican dichas fuerzas dependiendo si el CG se encontrase adelantado con respecto al idóneo o retrasado respecto a éste.

A continuación se muestra una tabla con todos los resultados obtenidos , tanto las fuerzas originadas en las rotulas , manguetas y uniones con el chasis como la fuerza que deberá soportar cada amortiguador .

Primeramente se expondrán los resultados de la suspensión delantera para posteriormente en otra tabla mostrar los de la trasera .

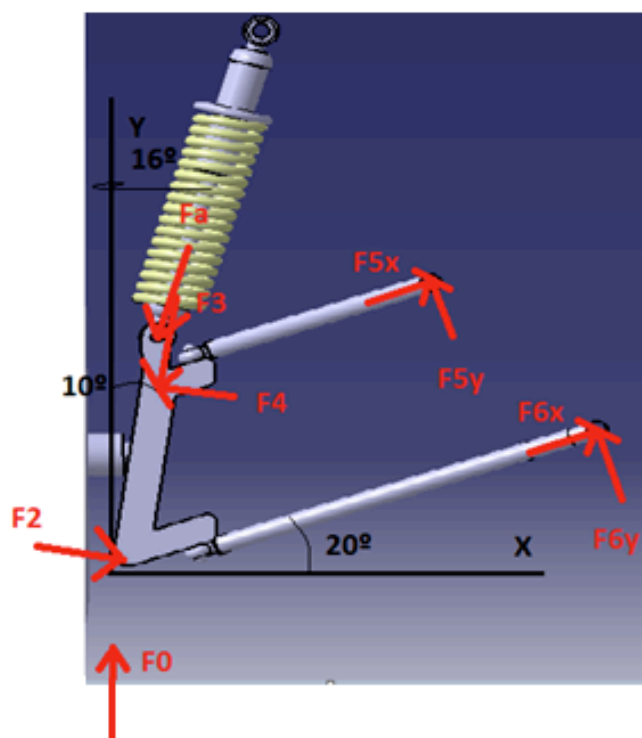


	CG 1	CG adelantado	CG retrasado
F0	915.37	1130.5	700.36
F1	906.46	1119.50	693.54
F2	220.82	272.71	168.95
F4	93.42	115.38	71.48
F5X	702.69	867.84	537.64
F5Y	428.83	529.62	328.10
F6X	-82.49	-101.87	-63.11
F6Y	43.85	54.17	33.56
Fa	1627.12	2009.53	1244.93

Con los resultados a la vista queda claro que cuanto más adelante este el CG más esfuerzo recaerá sobre la suspensión delantera y conforme se retrasa el CG ocurre lo contrario , es totalmente lógico y evidente el resultado .

La tabla siguiente hace referencia , como anteriormente se ha comentado , a los esfuerzos sobre la suspensión trasera.





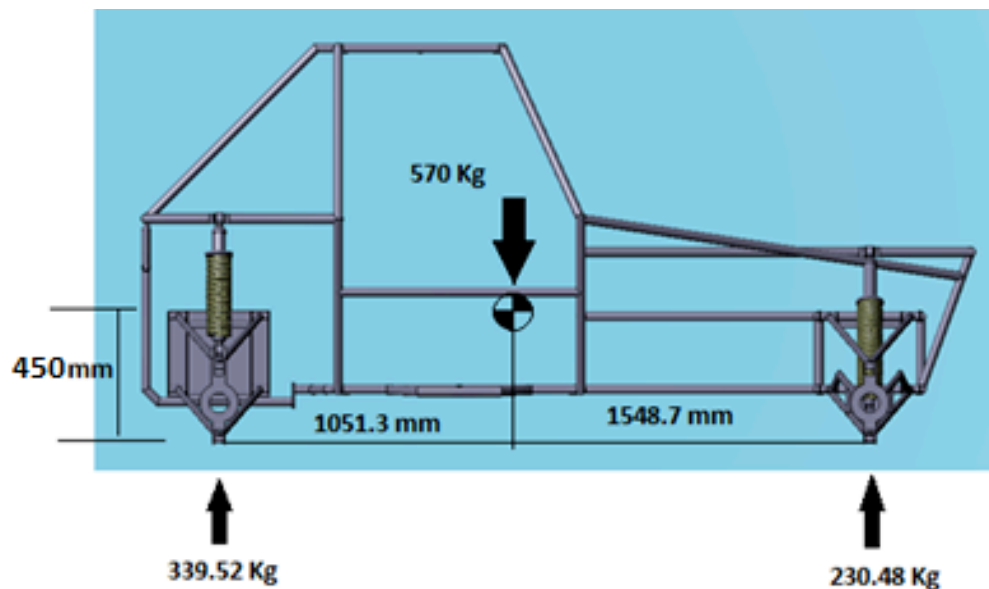
	CG 1	CG adelantado	CG retrasado
F0	1880.48	1665.34	2316.21
F2	566	501.25	697.15
F3	1851.91	1640.04	2281.02
F4	239.46	212.06	294.95
F5X	-1133.33	-1003.67	-1395.95
F5Y	-1484.07	-1314.28	-1827.95
F6X	490.17	434.09	603.75
F6Y	-283.01	-250.62	-348.56
Fa	1924.90	1704.69	2370.93

Con estos resultados se observa claramente que conforme el CG se encuentra más cerca de la suspensión , más fuerza deberá soportar ella misma y viceversa.

### ELECCION DEL CENTRO DE GRAVEDAD

Como conclusión y una vez finalizado el cálculo de las fuerzas que se producen en los trapecios , se llegó a la solución de que el centro de gravedad más acorde tanto con los %'s y las fuerzas que se producen en los trapecios es el CG adelantado. Además , la altura del centro de gravedad será reducida hasta la medida de 450 mm respecto del punto más bajo del vehículo , debido a que la altura de 598 mm que se obtuvo con los primeros cálculos del apartado sitúan al centro de gravedad muy alto para lograr una mayor eficacia y aprovechamiento de las prestaciones del motor además de que con una altura excesiva se empeora la manejabilidad del vehículo .

A continuación se muestra la situación idónea del centro de gravedad del vehículo



### 3.2.- Determinación de otros centros

#### **Centro instantáneo de rotación ( CIR )**

Es un punto en torno al cual gira en un instante determinado . Se define como la intersección de las perpendiculares a las trayectorias que recorren los puntos del cuerpo en movimiento . Para realizar el cálculo del CIR de los brazos de una suspensión , habría que llevar una línea paralela a cada uno de los brazos de la suspensión de una rueda y en el lugar donde se corten se situaría el CIR . En este proyecto , se ha tomado la decisión de utilizar brazos paralelos , con lo que el CIR se sitúa en el infinito.

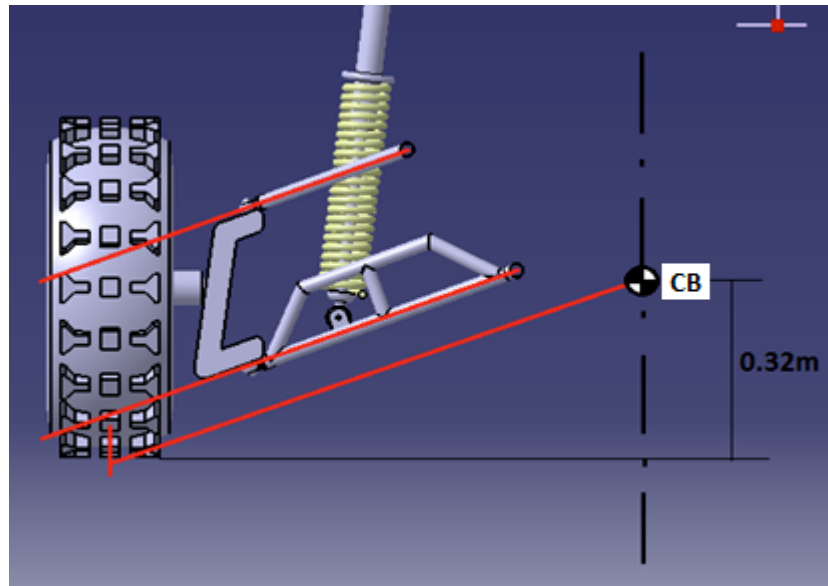
#### **Centro de balanceo (CB)**

Punto situado en el plano transversal de la suspensión delantera o trasera , en torno al cual gira la masa suspendida del vehículo bajo la acción de la fuerza centrífuga.

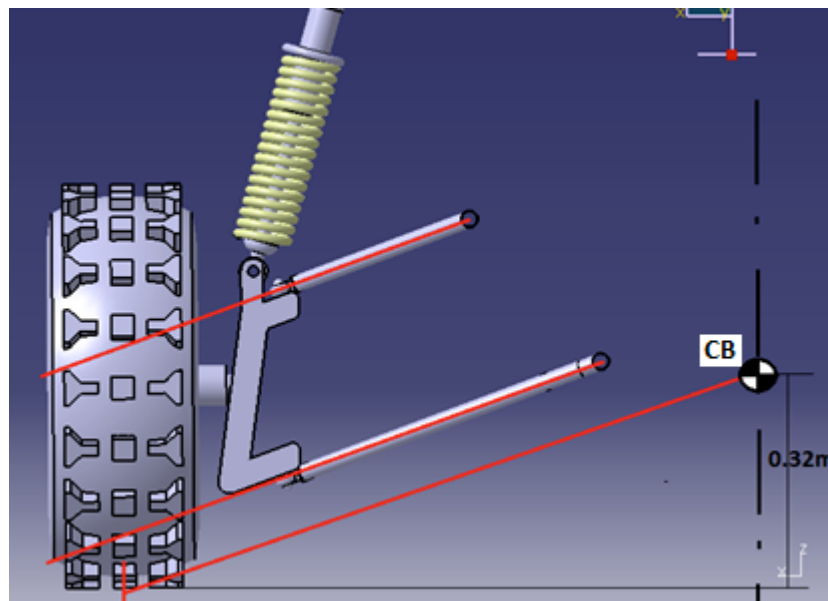
El centro de balanceo es el lugar de giro instantáneo del chasis respecto de las ruedas o de la masa suspendida respecto de la no suspendida . En este proyecto al montar suspensiones simétricas , con el cálculo del CB de una sola suspensión ya será suficiente debido a que coincidirán los dos CB tanto en la suspensión delantera como en la trasera . El CB es un punto muy importante porque su posición y movimiento son muy importantes . Los dos centros de balanceo ( delantero y trasero ) definen una recta , el eje de balanceo , en torno al cual gira el vehículo . La posición de este eje con respecto al centro de gravedad determina la mayor o menor tendencia del coche a balancearse y a elevarse en las curvas . El centro de balanceo puede estar situado sobre el suelo , en el suelo o por debajo de este .

El CB se suele obtener trazando primeramente el CIR pero como en este proyecto están montados brazos de suspensión paralelos , este método no es posible. Como las prolongaciones de los brazos no se intersectan, el CB se halla generando una línea paralela a los brazos de la suspensión , desde el punto de contacto de la rueda con el suelo , hasta la intersección con el plano medio longitudinal del vehículo.

A continuación se muestra la obtención del centro de balanceo de las ruedas delanteras y traseras . Se observara que el CB estará situado a la misma altura , debido a que los brazos de suspensión son paralelos entre las suspensiones y que se ha optado por montar ruedas del mismo diámetro aunque de diferente anchura cosa que no influye a la hora de hallar el CB .



Suspensión delantera



Suspensión trasera

### 3.3.- Calculo de las transferencias

#### 3.3.1.- TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA ( T )

Esta se produce en el plano longitudinal bajo la acción de una fuerza lineal de aceleración o desaceleración . Toda fuerza de aceleración actúa a través del centro de gravedad del vehículo .

El peso total del vehículo no cambia, lo que ocurre es que la carga es transferida de las ruedas de un eje, a las ruedas del otro eje. Este fenómeno se calcula gracias a la siguiente ecuación:

$$T = a * P * \frac{H}{L}$$

Dónde:

- a : aceleración ( g ) : se tomara un valor de 0,8g
- P : peso del vehículo ( Kg )
- H : altura del CG ( m )
- L : distancia entre ejes ( m )

$$T = a * P * \frac{H}{L} = 0.8 * 570 * \frac{0.45}{2.6} = 78,92 \text{ Kg}$$

$$T = 774,235 \text{ N}$$

Mediante este fenómeno al acelerar, se va a producir una transferencia de carga del eje delantero al trasero igual que T y viceversa al frenar.

La transferencia de carga, además de producirse al acelerar o al frenar, también aparece a la hora de situar el vehículo en una pendiente, donde se producirá un momento. En esta situación habrá que descomponer el peso de acuerdo al ángulo de la pendiente ( Px , Py ), además la componente Px generará un par que se equilibrará con el suelo por un par equivalente a Tp\*L, donde Tp hace referencia a la transferencia longitudinal de carga en pendientes. Cuando el vehículo se encuentre subiendo una cuesta esta fuerza hará que el eje trasero se sobrecargue debido a una descarga del eje delantero y viceversa. Esta fuerza viene definida por la siguiente ecuación:

$$Tp = Px * \frac{H}{L}$$

Dónde:

- Px ( componente del peso paralela a la pendiente ) : P\*sen α
- P : peso del vehículo
- α = 45° que se supone será la mayor pendiente donde pueda circular el buggy
- H : altura del centro de gravedad ( m )
- L : distancia entre ejes ( m )

$$Tp = Px * \frac{H}{L} = 570 * \text{sen}45^\circ * \frac{0.45}{2.6} = 69,76 \text{ Kg}$$

$$T_p = 684,34 \text{ N}$$

A continuación se realizara el estudio de la situación más desfavorable que se pueda dar en el eje delantero , la cual será cuando el vehículo este descendiendo una cuesta y a la vez se produzca un frenado . Para obtener este dato habrá que sumar la transferencia longitudinal de carga en pendientes más la transferencia de carga debida a un frenado . La transferencia de carga debida al frenado es la misma en modulo que la T calculada anteriormente .

$$T + T_p = 774,235 + 684,34 = 1458,575 \text{ N}$$

La carga soportada en esta situación por el eje delantero será igual a la carga sufrida en condiciones de reposo más el total de la carga transferida .

$$2261,02 + 1458,575 = 3719,58 \text{ N}$$

Y la carga soportada por el eje trasero será igual a la carga en condiciones de reposo menos el total de la carga transferida

$$3330,69 - 1458,575 = 1872,12 \text{ N}$$

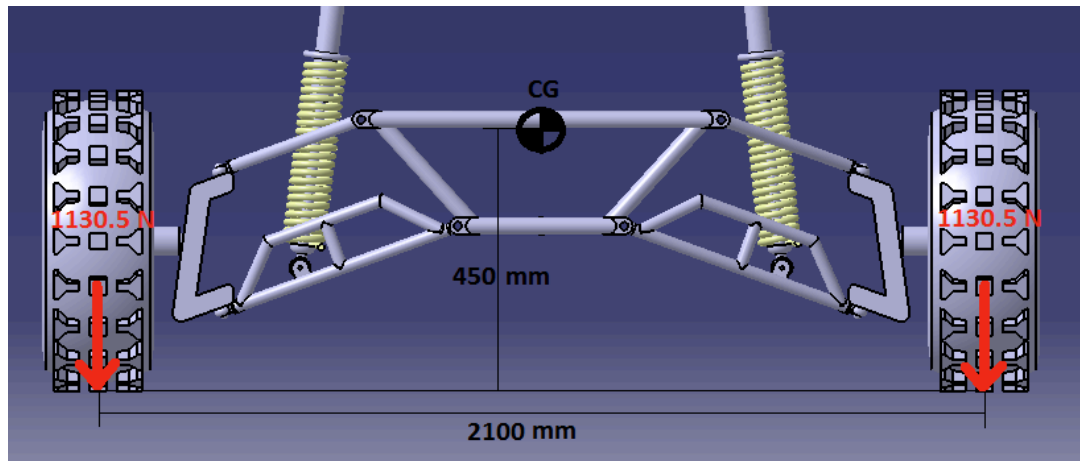
Como conclusión y prueba de que los cálculos están bien realizados la carga soportada en esta situación por el eje delantero más la del eje trasero debe ser igual al peso total del vehículo ( 570 Kg ).

$$3719,58 + 1872,12 = 5591,7 \text{ N} = 570 \text{ Kg}$$

### **3.3.2.- TRANSFERENCIA LATERAL DE CARGA ( TI )**

Cuando se produce un viraje del vehículo, la fuerza centrífuga actúa sobre el centro de gravedad y tiene sus reacciones en las fuerzas que desarrollan los neumáticos . Esto genera el rolido del chasis produciendo a su vez una transferencia de carga de las ruedas interiores a las exteriores .

Este efecto provocará pérdida de adherencia de las ruedas interiores mientras que en las exteriores se producirá un exceso de peso , produciéndoles unas deformaciones excesivas con la pertinente pérdida de adherencia de las mismas .Por ello , a la hora de diseñar un vehículo de este tipo se intenta colocar el centro de gravedad lo más bajo posible y tener una anchura de ruedas lo más grande posible .



La transferencia de carga se rige por la siguiente ecuación :

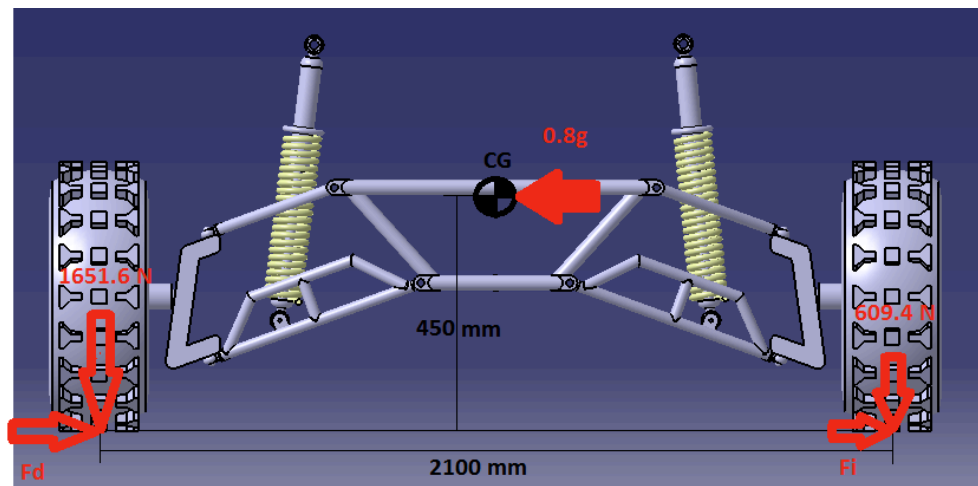
$$Tl = al * P \frac{H}{A}$$

Dónde :

- $al$  : aceleración lateral ( 0,8g )
- $P$  : peso del eje delantero ( Kg )
- $H$  : altura del centro de gravedad ( m )
- $A$  : anchura de ruedas ( m )

$$Tl = al * P \frac{H}{A} = 0.8 * 230.48 \frac{0.45}{1.562} = 53.12 \text{ Kg}$$

$$Tl = 521.1 \text{ N}$$



Se ha tomado una aceleración lateral de 0.8g debido a que en el reglamento de la formula SAE uno de los análisis que hay que realizar se hace con esta aceleración que se supone que se origina a velocidades altas . Además , este vehículo está diseñado para disfrute del propietario con lo que supone que realizara cambios de dirección a velocidades altas .

### 3.4.- Condiciones de salto de 1m. De altura

Esta condición de carga será considerada la carga vertical máxima posible de aplicación sobre una rueda , debido a ello será tomada como la carga vertical crítica de diseño .

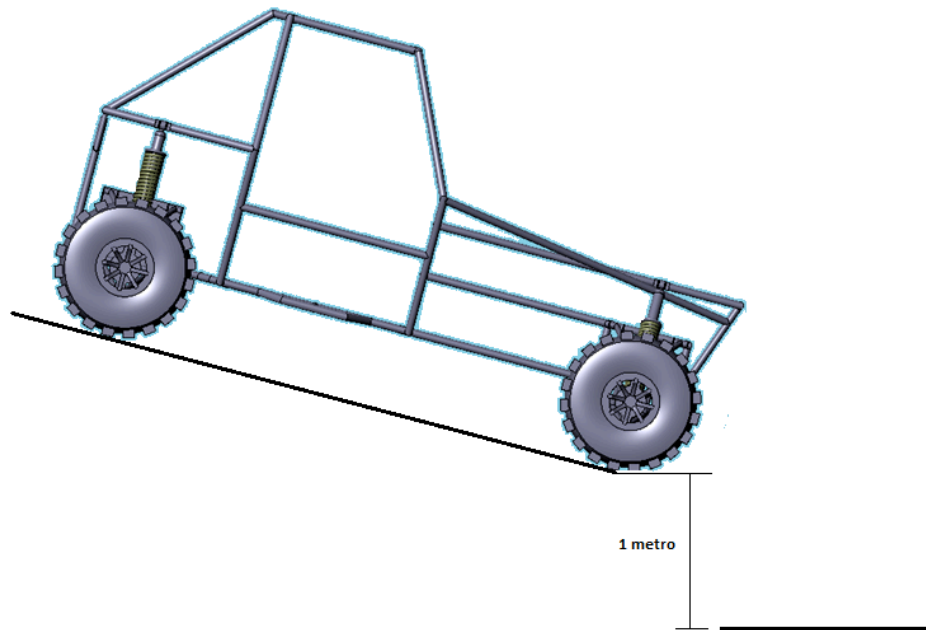
Para la realización de este análisis , primeramente se tendrá que averiguar cuál será la fuerza que ejercerá el suelo sobre una de las ruedas delanteras , las cuales serán las responsables de amortiguar en gran medida esta fuerza.

#### **Fuerza debido al salto**

El vehículo ha sido diseñado para circular principalmente por el campo , aunque también por supuesto podría circular por carretera , donde existen gran cantidad de obstáculos y desniveles . Estos podrían producir en algún momento daños en las suspensiones y debido a ello se debe tener en cuenta que el vehículo va a estar sometido a gran cantidad de golpes y saltos durante su manejo.

Por motivos de diseño , se debe analizar la condición más crítica a la cual va a poder estar sometido el vehículo . Debido a ello se plantea que el mayor salto que podría aguantar el vehículo sería de 1 metro de altura , teniendo en cuenta que será la suspensión delantera la que soportara toda la carga en el instante de la caída. Teniendo este valor , se obtendrá cual es la fuerza que será ejercida sobre las ruedas delanteras , y en concreto sobre una de ellas ( cuyo valor es el buscado ).

Para conseguir este valor habrá que hallar primeramente la constante de los elementos elásticos que actúan en la rueda para poder determinar a continuación la fuerza que estará actuando sobre la suspensión delantera .Todo ello será realizado bajo el criterio de conservación de energía. Para ello se deberá igualar la energía potencial elástica que genera el vehículo en el momento de tocar el suelo con la energía potencial gravitatoria que tiene el mismo en su altura máxima ( 1 metro )



$$E_{pg} = E_{pe}$$

$$mgh = \frac{1}{2} K d^2$$

$$K = \frac{2mgh}{d * d} = \frac{2 * 570 * 9.81 * 1}{0.3 * 0.3}$$

$$K = 124260 \text{ N/m}$$

Este valor de la constante elástica ( K ) es la resultante de la suma de las dos constantes actuantes en cada una de las ruedas delanteras , con lo que habrá que dividir entre dos este valor para obtener el valor de la constante en cada rueda .

$$K_{derecha} = K_{izquierda} = K/2 = 62130 \text{ N/m}$$

Una vez obtenido el valor de la constante elástica actuante en cada rueda , se procederá al cálculo de la fuerza aplicada a cada rueda debida al salto de 1 metro desarrollado por el vehículo con ayuda de la siguiente formula :

$$F = K * d$$

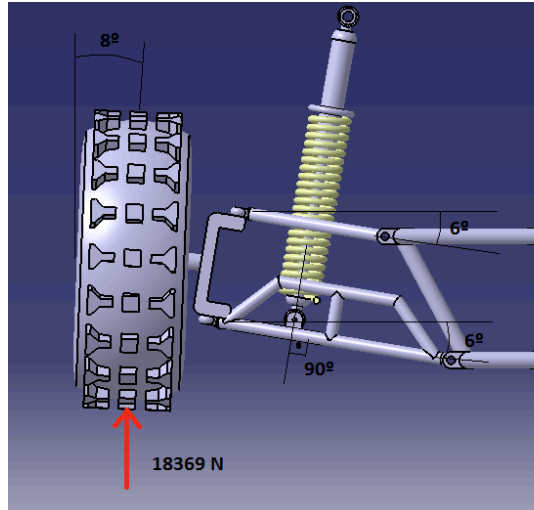
Dónde :

- F = fuerza aplicada a cada rueda
- d = distancia de recorrido del elemento elástico de la suspensión
- K = constante de los elementos elásticos de cada rueda

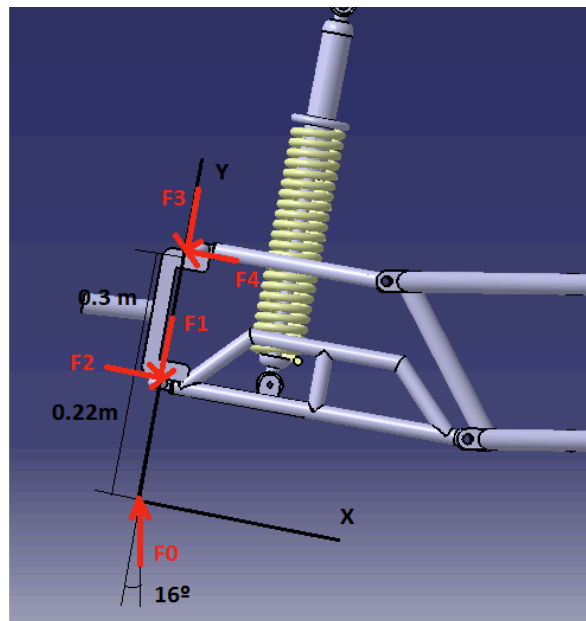


$$F = 62130 \cdot 0.3 = 18639 \text{ N}$$

A continuación se muestra una imagen donde puede observarse la posición más crítica del conjunto de la suspensión. En la imagen aparecen reflejados los ángulos que tomaría el vehículo en caso de producirse el salto de 1 metro. Los distintos ángulos son tomados como datos de diseño, no pudiendo sobre pasarlos en ningún momento.



Ahora se ira desmembrando cada una de las fuerzas que se originan en la suspensión



Dónde :

- $F_0$  = Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-suelo
- $F_{0X}$  ,  $F_{0Y}$  = componentes de  $F_0$  en los ejes X,Y
- $F_1$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje Y

- $F_2$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje X
- $F_3$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje Y
- $F_4$  = Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje X

$$F_0 = 18369 \text{ N}$$

$$F_{0x} = F \cdot \sin(16) = 5137.6 \text{ N} \quad ; \quad F_{0y} = F \cdot \cos(16) = 17916.9 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -F_{0x} + F_2 - F_4 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{0y} - F_1 - F_3 = 0$$

( Donde  $F_3 = 0$  , condición de diseño)

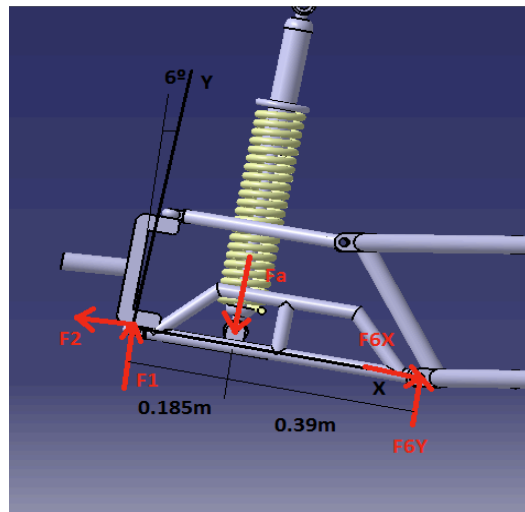
$$F_1 = F_{0y} = 17916.9 \text{ N}$$

$$\sum M(P) = 0 \rightarrow -(F_{0x} \cdot 22) + (F_4 \cdot 30) = 0$$

$$F_4 = \frac{F_{0x} \cdot 22}{30} = 3767.57 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{0x} + F_4 = 8905.17 \text{ N}$$

### Barra inferior



Dónde :

- $F_{1X}$  ,  $F_{1Y}$  : componentes de  $F_1$  en los ejes X,Y
- $F_{2X}$  ,  $F_{2Y}$  : componentes de  $F_1$  en los ejes X,Y
- $F_{6X}$ : fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje X
- $F_{6Y}$ : fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje Y

- $F_a$  : fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador
- $F_{aX}$  ,  $F_{aY}$  : componentes de  $F_a$  en los ejes X,Y

$$F_1 = 17916.9 \text{ N}$$

$$F_{1X} = F_1 \cdot \sin(6) = 1872.83 \text{ N} \quad ; \quad F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(6) = 17818.75 \text{ N}$$

$$F_2 = 8905.17 \text{ N}$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(6) = 8856.38 \text{ N} \quad ; \quad F_{2Y} = F_2 \cdot \sin(6) = 930.84 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{6X} - F_{1X} - F_{2X} = 0$$

$$F_{6X} = F_{1X} + F_{2X} = 10729.21 \text{ N}$$

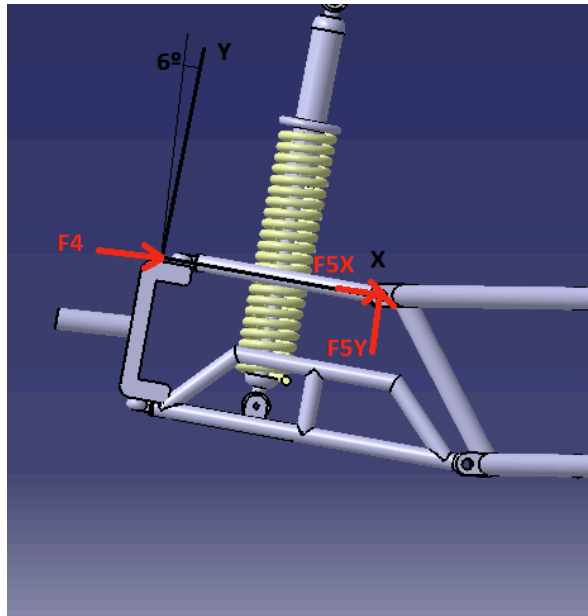
$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{6Y} - F_{2Y} - F_a + F_{1Y} = 0$$

$$\sum M(R) = 0 \rightarrow (F_{2Y} \cdot 18.5) - (F_{1Y} \cdot 18.5) + (F_{6Y} \cdot 39) = 0$$

$$F_{6Y} = \frac{(F_{1Y} - F_{2Y}) \cdot 18.5}{39} = 8010.93 \text{ N}$$

$$F_a = F_{1Y} - F_{2Y} + F_{6Y} = 24898.84 \text{ N}$$

### Barra superior



Dónde :

- $F_{4X}$  ,  $F_{4Y}$  : Componentes de  $F_4$  en los ejes X , Y
- $F_{5X}$  : Fuerza de reacción en la articulación superior en dirección X

- F5Y : Fuerza de reacción en la articulación superior en dirección Y

$$F4 = 3767.57 \text{ N}$$

$$F4X = F4 \cdot \cos(6) = 3746.93 \text{ N} \quad ; \quad F4Y = F4 \cdot \sin(6) = 393.82 \text{ N}$$

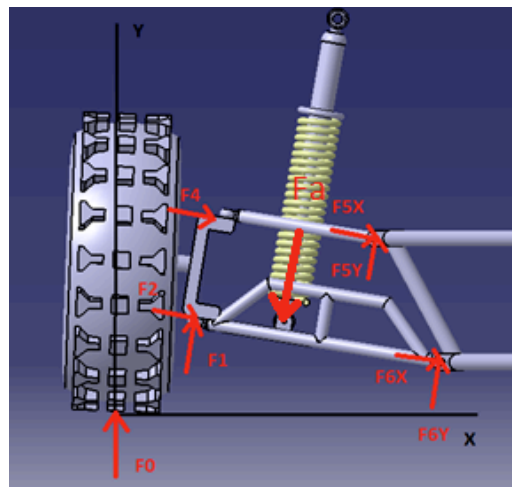
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F4X + F5X = 0$$

$$F5X = - F4X = -3746.93 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F4Y + F5Y = 0$$

$$F5Y = - F4Y = -393.82 \text{ N}$$

A continuación se muestra una imagen con todas las fuerzas que aparecerán en el sistema de suspensión cuando se produzca el salto de 1 metro .



Por último se realiza una tabla con todos los resultados de las fuerzas anteriores

FUERZAS SALTO 1m	
<b>F0</b>	18369 N
<b>F1</b>	17916.9 N
<b>F2</b>	8905.17 N
<b>F4</b>	3767.57 N
<b>F5X</b>	-3746.93 N
<b>F5Y</b>	-393.82 N
<b>F6X</b>	10729.21 N

**F6Y**

8010.93 N

**Fa**

24898.84 N

Una vez calculada la fuerzas que se producen en la suspensión delantera de manera práctica se procederá a la verificación de la fuerza que se produce en el amortiguador gracias a la pestaña simulink de MATLAB.

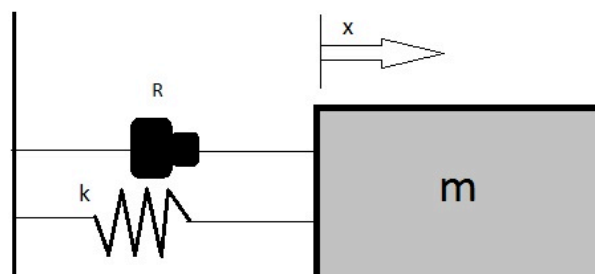
### COMPROBACION DE LA FUERZA EN MATLAB

Lo primero de todo será definir lo que es una vibración , ya que es el fenómeno que se va a producir cuando el chasis en su conjunto recibe una fuerza externa , la cual provoca una ruptura del estado de equilibrio . Una vibración es una pequeña oscilación alrededor de la posición de equilibrio.

Los movimientos vibratorios sobre el chasis se presentan cuando sobre las piezas elásticas actúan fuerzas variables . Generalmente , estos movimientos son indeseables .

Para llevar a cabo este cálculo , se iniciara a partir de un modelo matemático de un grado de libertad , el cual representa  $\frac{1}{4}$  del vehículo, teniendo en cuenta el centro de gravedad .Se debe tener presente que para el confort del piloto que pueda estar montado , el valor de la frecuencia fundamental de un sistema de suspensión se cogerá de 1 Hz y en el amortiguamiento el valor será  $\xi = 0,25$  . Con ayuda de estos dos valores se calculara el módulo de rigidez ( K ) así como el módulo de amortiguamiento ( R ) , los cuales serán reemplazados en el modelo matemático para obtener las gráficas del comportamiento del sistema de suspensión frente a una fuerza externa . En base a estos datos será calculada la fuerza instantánea que actúa sobre el bastidor o chasis conjuntamente con el peso del vehículo .

El sistema ideal más sencillo consiste de una masa única , un resorte único y un amortiguador , como muestra la siguiente imagen . Este sistema , como se ha mencionado anteriormente , se define como un sistema de un grado de libertad .



La ecuación diferencial de movimiento para este sistema es :

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = F(t)$$

Dónde :

- $m$  = masa
- $K$  = módulo de rigidez ( fuerza por unidad de deformación )
- $R$  = módulo de amortiguamiento ( fuerza por unidad de velocidad )
- $F(t)$  = fuerza externa , función del tiempo
- $x$  = desplazamiento de la masa desde la posición de equilibrio estático
- $\dot{x}$  ,  $\ddot{x}$  = derivadas primera y segunda respectivamente de  $x$  respecto a  $t$

A continuación , se procederá al cálculo de los valores de los módulos de rigidez y amortiguamiento que se producirán cuando el vehículo sufra el salto de 1 metro .

Eje delantero ,  $m_{\text{cada rueda}} = 1872.48 \text{ kg}$

❖ módulo de rigidez (  $K$  )

$$\omega = \frac{\sqrt{\frac{K}{m}}}{2\pi}$$

Dónde :

- $\omega$  - frecuencia natural = 1 Hz
- $K$  – módulo de rigidez
- $m$  – masa de  $\frac{1}{4}$  parte del vehículo = 1872.48 kg

$$K = 4\pi^2 m \omega^2 = 4\pi^2 1872.48 = 73922.43 \text{ N/m}$$

$$K = 73922.43 \text{ N/m}$$

❖ Módulo de amortiguamiento (  $R$  )

$$\xi = \frac{R}{R_{crit}} = \frac{R}{2\sqrt{Km}} = 0.25$$

Dónde :

- R – módulo de amortiguamiento
- $\xi$ - amortiguamiento = 0.25

$$R = 0.25 \times 2 \times \sqrt{73922.43 \times 1872.48} = 5882.56 \text{ Ns/m}$$

Una vez que se hallado el módulo de rigidez y el de amortiguamiento , se procede al cálculo de la frecuencia natural que tendrá el sistema :

❖ Frecuencia natural (  $\omega_n$  )

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2}}$$

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi \sqrt{\frac{73922.43}{1872.48} - \left(\frac{5882.56}{2 \times 1872.48}\right)^2}}$$

$$\omega_n = 0.0043 \text{ Hz}$$

A continuación será mostrado el modelo matemático del sistema correspondiente a  $\frac{1}{4}$  del vehículo :

❖ Ecuación diferencial :

$$1872.48\ddot{x} + 5882.56\dot{x} + 73922.43x = F(t)$$

Para poder llevar a cabo el análisis de este modelo matemático se tendrá que modificar y transformarlo del dominio del tiempo al dominio de Laplace .De este modo , será utilizado el programa Matlab para simular los desplazamientos del sistema , frente a fuerzas externas aproximadas a las irregularidades que recorre el vehículo .

❖ Ecuación dominio de Laplace

$$(1872.48s^2 + 5882.56s + 73922.43)X(s) = F(s)$$

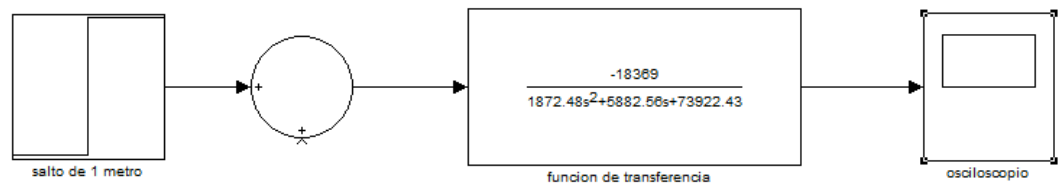
❖ Gráfica del desplazamiento

Para representar el comportamiento del sistema delantero de suspensión del vehículo se parte del modelo matemático y se analiza mediante una fuerza externa debido al salto que se realiza.

Hay que reseñar, que el peso del vehículo influye directamente al comportamiento del sistema de suspensión, debido a ello se introduce su valor en negativo en el numerador de la función de transferencia.

Para realizar estos cálculos y la representación de las gráficas será utilizada la pestaña de simulink del programa Matlab. Para este caso, al deberse de un salto, se tomara como función una del tipo escalón, la cual es la que mejor representa un bache. Se partirá con un rango de amplitud de -30 cm debido a que se pondrá montar en el chasis amortiguadores de unas 15" de recorrido.

A continuación se muestra el diagrama realizado en MATLAB y que se utilizara para el cálculo de la fuerza del amortiguador



La imagen que se obtuvo a la salida del osciloscopio fue la siguiente :



A la salida del osciloscopio se representa esta imagen en la que puede observarse dos estados : un primer estado transitorio, debido a una fuerza externa que provoca una amplitud grande pero con muy escasa duración y un segundo estacionario, el cual se encarga de neutralizar ( amortiguar ) esa fuerza y llevar al sistema a un estado estable y prolongado en el tiempo. Este amortiguamiento será progresivo, y como la función no varía constantemente, se llegara a una estabilización del sistema.



Se produce un recorrido de amplitud de unos 10 cm

Hay que reseñar , que si se hubiera tomado la función escalón con un recorrido de amplitud positiva , hubiera sido menor la amplitud al final . Esto se debe a que en el momento de tomar un bache el peso del vehículo influye y debido a ello el recorrido del resorte en el interior del sistema es mayor.

### Calculo de la fuerza del muelle

En este apartado , se irán realizando pertinentes cálculos para la obtención de la fuerza de tracción-compresión que se produce en el amortiguador .

En el apartado anterior se ha obtenido el valor de la constante elástica ( K ) actuante en cada rueda , cuyo valor era de 73922.43 N/m

❖ Fuerza instantánea ( F )

$$F = Rd - P = \frac{A}{f}$$

Dónde :

- Rd = fuerza de reacción del amortiguador ( muelle , ... )
- A = amplitud o recorrido = 0,1m
- P = 18369 N/m
- $f = \text{flexibilidad} = \frac{1}{K}$

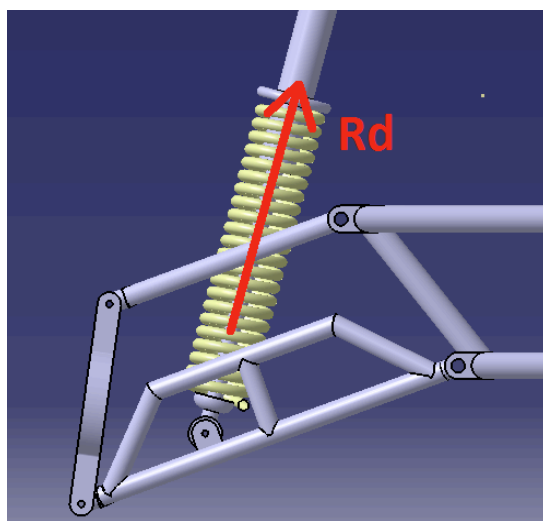
$$F = \frac{0,1}{\frac{1}{73922.43}}$$

$$F = 7392.2 \text{ N}$$

❖ Reacción en el muelle

$$Rd = F + P = 7392.2 + 18369$$

$$Rd = 25761 \text{ N}$$



	Resultados
<b>Peso suspendido(N)</b>	18369
<b>Rd (N)</b>	25761
<b>Fuerza instantánea (N)</b>	7392.2
<b>Amplitud (m)</b>	0.1
<b>Mod.de rigidez (N/m)</b>	73922.43
<b>Flexibilidad (m/N)</b>	$1.35 \cdot 10^{-5}$

Con los resultados de los dos métodos y tras la comparación de los dos , se han obtenido datos muy parejos de la fuerza que tendrá que neutralizar el amortiguador , con una pequeña diferencia que podrá ser subestimada .

La primera de las fuerzas ha sido calculada a mano , cuyo valor es de 24898.84N , mientras que en el segundo método fue utilizada la pestaña de simulink , cuyo valor es de 25761 N. Como puede observarse la diferencia es de unos 800 N y como se están manejando valores muy superiores , como se ha mencionado anteriormente puede despreciarse .

#### 4.-REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSION

En este apartado se va a realizar un estudio de las deformaciones que se producen en los sistemas de suspensión al aplicar sobre sus elementos , las fuerzas previamente calculadas en apartados posteriores . Además , se intentara reducir dichas deformaciones haciendo un rediseño de los elementos que soportaran los mayores esfuerzos , debido al amortiguador , proporcionando más estabilidad al vehículo .

##### 4.1.-Sistema de suspensión delantero

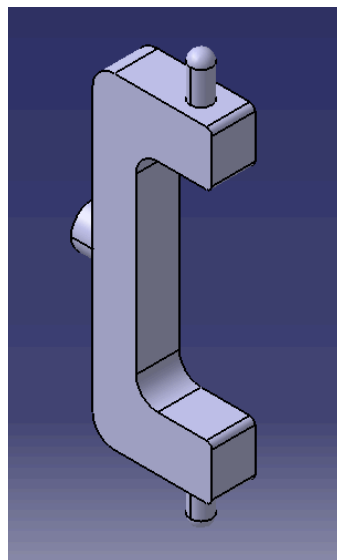
Primeramente se optó por montar unas manguetas como las que aparecen en la siguiente imagen , pero pronto se observó que podrían dar problemas para la movilidad de los brazos de la suspensión , debido a que solo les permitiría el giro en una dirección debiéndolo hacer en las tres direcciones .



Además el primer diseño de los brazos tampoco convenció , debido a que al realizar la unión con la mangueta ocurría lo mismo ( que solo existía giro en un dirección ) , por lo que se tuvo que realizar un rediseño del sistema delantero de suspensión .

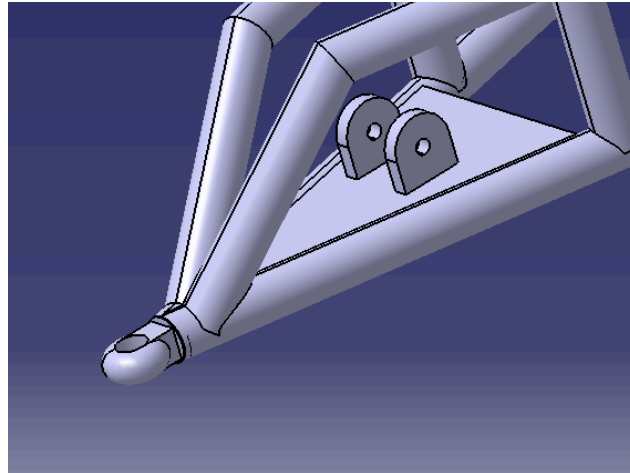
En el nuevo sistema , y que a la postre seria el elegido , estará formado por una nueva mangueta , unos nuevos brazos de suspensión , el amortiguador y una nueva unión de la mangueta con el eje de la rueda , además de las rotulas necesarias para realizar las uniones entre los elementos .

En la mangueta , esta vez , en lugar del agujero central se optó por poner una rotula que se uniese con el eje de la rueda para permitir el giro del sistema de suspensión respecto del eje de la rueda . Con esta solución se podría modificar el ángulo de salida para disminuir el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda . También irán montadas rotulas en la unión de la mangueta con los brazos para conseguir movimiento en todas las direcciones deseadas . el resultado del rediseño de la mangueta es el siguiente :

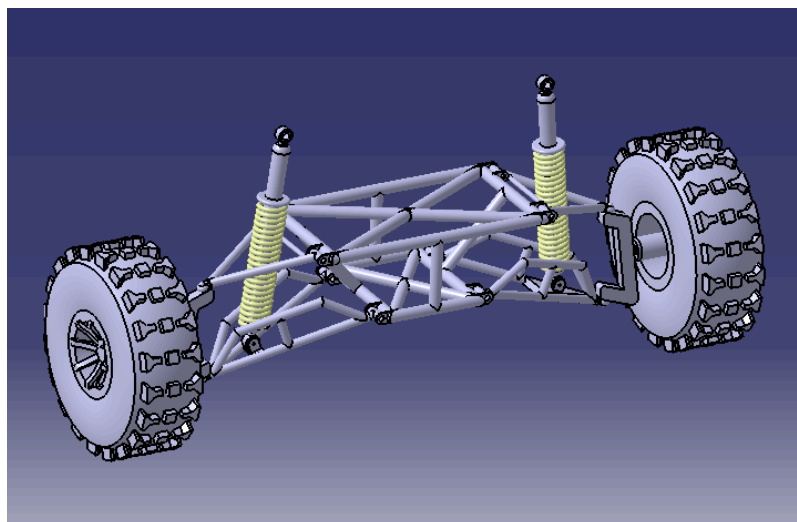
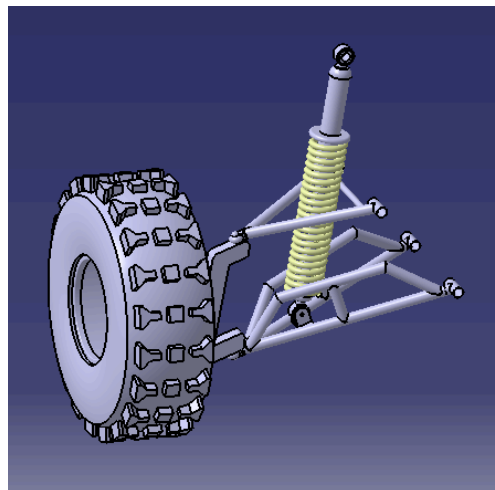


Los dos salientes que aparecen son los que se unirán a las rotulas de cada brazo para poder girar libremente .

El cambio que se realizó en los brazos fue la colocación del sistema de rotulas en lugar del anterior justo en el extremo , donde se une a la mangueta . En la imagen siguiente puede verse el resultado .



A continuación es mostrado el nuevo sistema de suspensión delantero donde pueden verse los distintos elementos que lo compondrán :



Tras haber mostrado los cambios realizados se analizaran las fuerzas y deformaciones producidas en el brazo inferior de sistema mediante el programa CATIA . Se analiza este brazo porque es donde se va a producir el mayor esfuerzo debido a que tendrá que sustentar el amortiguador . Se intentaran reducir las deformaciones producidas por éste mediante la colocación de refuerzos en puntos clave .

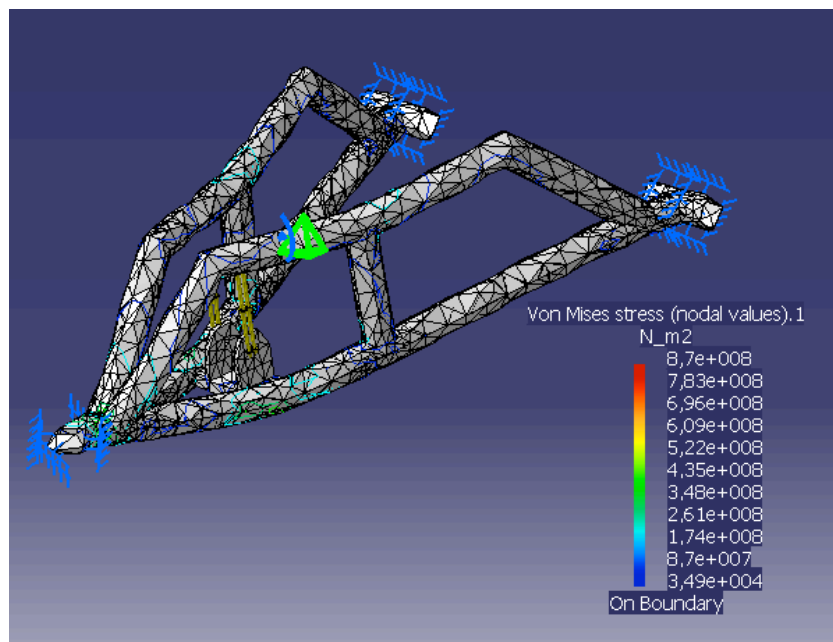
#### 4.1.1.- Análisis

Los datos que se utilizaran para el estudio serán los calculados para el salto desde un metro , debido a que en ese momento la suspensión delantera sufrirá su situación más crítica .

Se hará una comparación de las deformaciones producidas en el brazo sin refuerzos y con refuerzos a fin de evaluar la eficiencia de los mismos . Se analizara Von mises , el desplazamiento , principal stress y la precisión .

En las imágenes que aparecen a continuación, las cuales se han realizado en el programa de CAD/CAM Catia, el mallado llevado a cabo es un poco basto debido a que es innecesario afinar más para el resultado que se busca con estos análisis. Esto se debe a que las diferencias que se van a producir son grandes.

Primero se analizara el brazo sin refuerzo



Esta imagen es el resultado del análisis de Von mises en el que puede observarse que las mayores deformaciones se producen en lugar de anclaje del amortiguador con el brazo . Esta circunstancia se dará en todos los demás análisis debido a que es el lugar de aplicación de la carga .

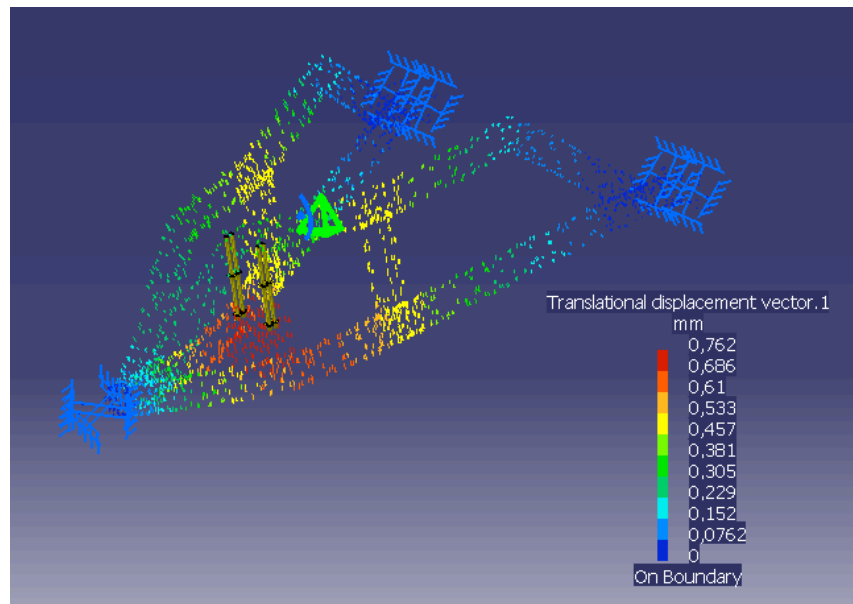


Imagen del desplazamiento del brazo medido en mm .

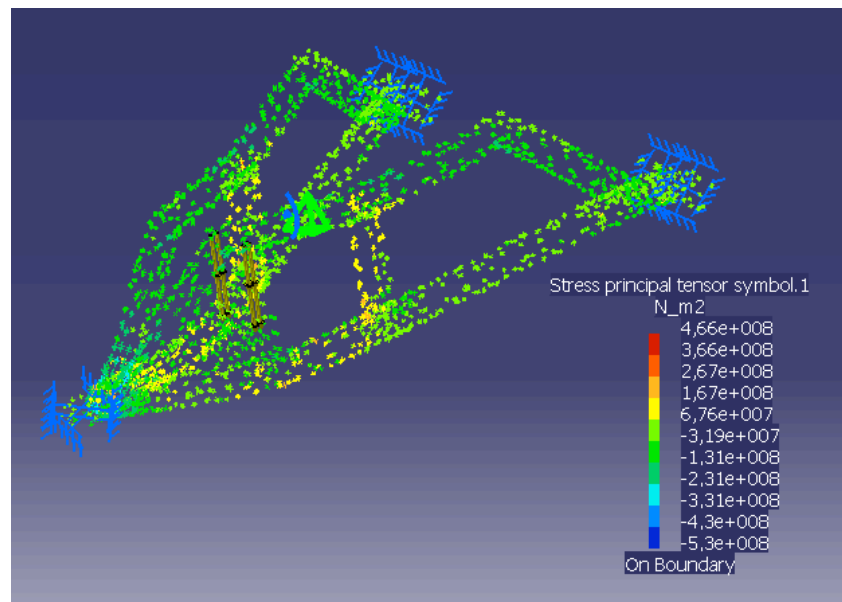
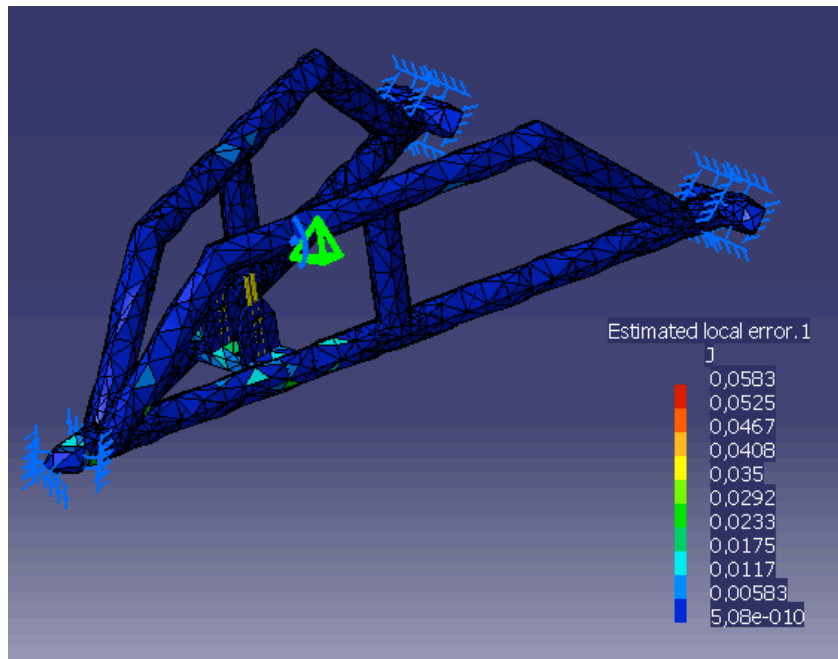
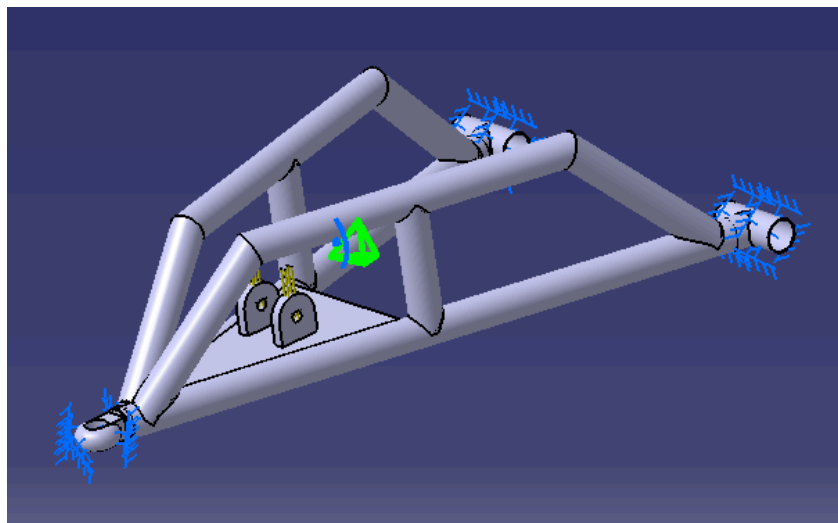


Imagen del principal stress

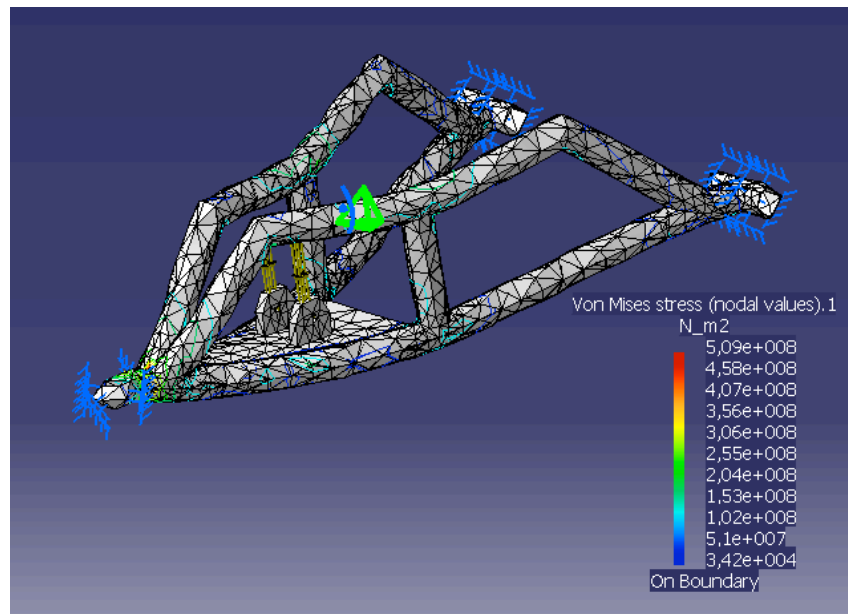


Una vez visto los desplazamientos y deformaciones del brazo se muestra el rediseño del mismo para disminuirlos .

Como bien puede observarse en la imagen se soldó una pletina que abarcase más superficie y además las pletinas donde se ancla el amortiguador se hicieron más gruesas ( pasaron de 5mm a 10mm )



A continuación se realizara el análisis del nuevo brazo de la suspensión ejerciéndolo , como no podía ser de otra forma , la misma carga .



En la imagen , donde se puede ver el análisis de von mises , se puede observar ya que la reducción del desplazamiento será considerable debido que a simple vista se denota que el brazo se deforma mucho menos que en el caso anterior .

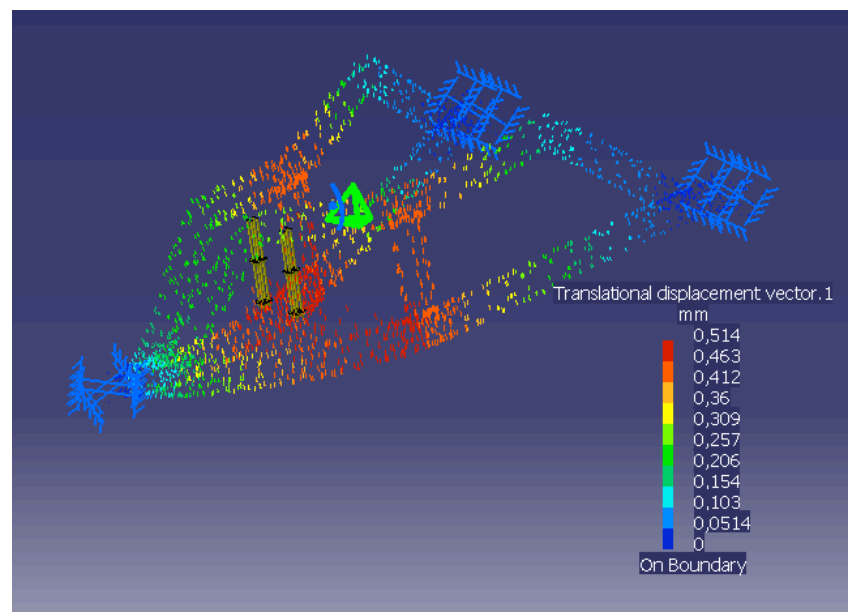


Imagen del desplazamiento



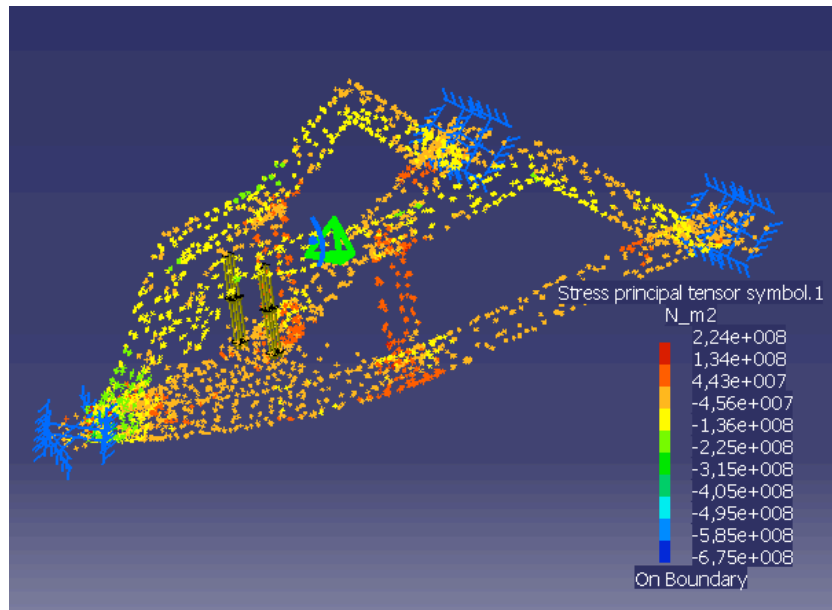


Imagen del principal stress

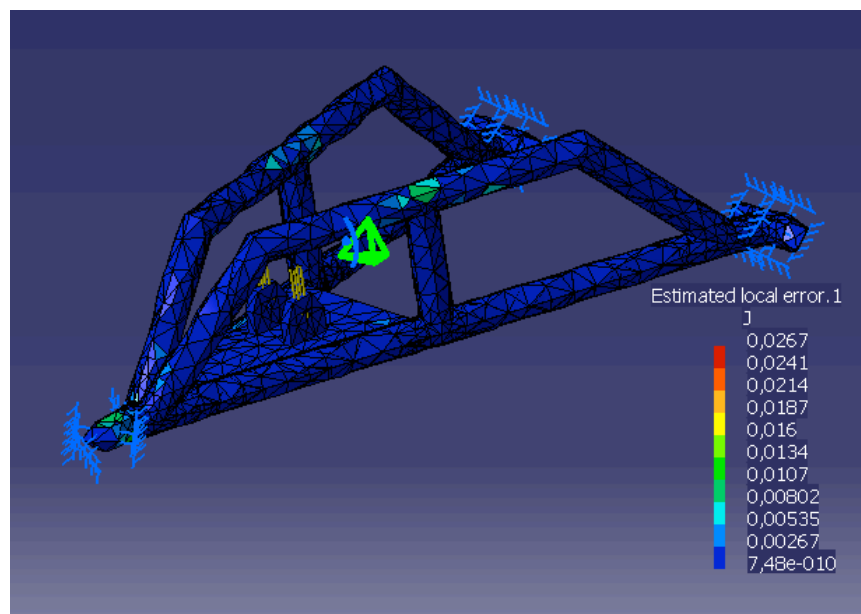


Imagen del error

Ahora se mostrara un tabla para observar las reducciones que se producen en el brazo gracias a las mejoras realizadas sobre el mismo :

	Normal	Modificado	Variación
<b>VON MISSES ( <math>N \cdot m^2</math> )</b>	$8.7 \cdot 10^8$	$5.09 \cdot 10^8$	$3.61 \cdot 10^8$
<b>DESPLAZAMIENTO ( mm )</b>	0.762	0.514	0.248
<b>PRINCIPAL STRESS ( <math>N \cdot m^2</math> )</b>	$4.66 \cdot 10^8$	$2.24 \cdot 10^8$	$2.42 \cdot 10^8$

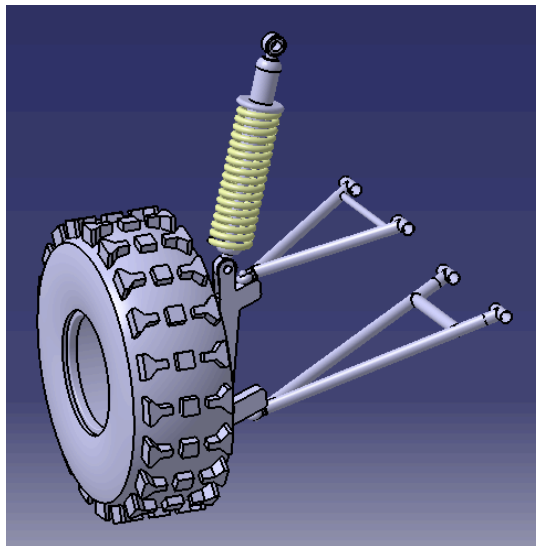
Como bien puede observarse en la tabla , las mejoras realizadas sobre el brazo reducen mucho las deformaciones y desplazamientos que ocasionaran las fuerzas . Debido a ello será aceptable el nuevo rediseño y se montara este nuevo brazo en lugar del anterior en el sistema de suspensión delantero

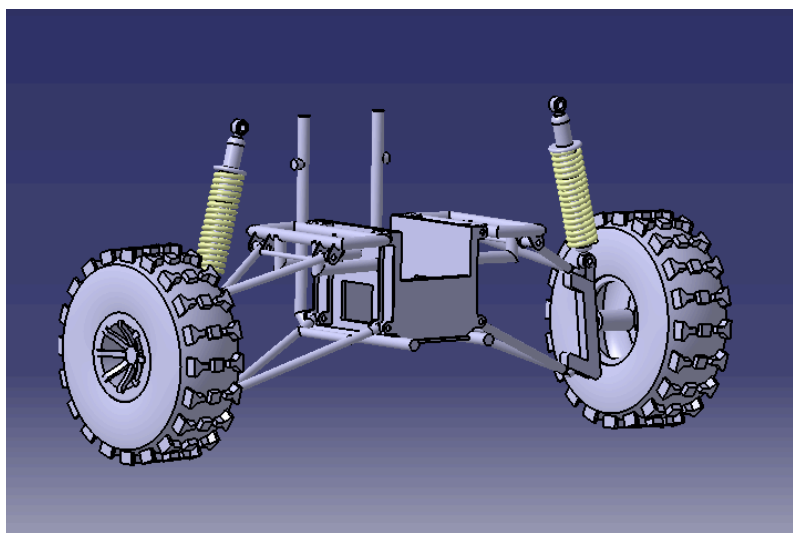
#### 4.2.- Sistema de suspensión trasero

Al igual que se menciona en el sistema de suspensión delantero también se modificó la mangueta para hacerla más eficiente al uso . En este caso , la mangueta va a ser la que encargada de sustentar el mayor esfuerzo debido a que , por diseño de la geometría de la suspensión trasera , es mejor la colocación del amortiguador sobre la mangueta .En principio se colocó la misma mangueta que la delantera pero como , luego en los análisis se podrá observar , sufrirá un rediseño para que su deformación sea menor .

En lo que respecta a los brazos , no son sometidos a estos análisis debido a que por los resultados de las fuerzas que se producen sobre ellos y teniendo la experiencia del análisis anteriormente realizado en la suspensión delantera , en la cual se ha tomado el mayor esfuerzo que se va a producir sobre las suspensiones , se da por hecho que los brazos soportaran esas fuerzas .

La representación del sistema de suspensión trasero será la que aparece en la imagen que a continuación se muestra :

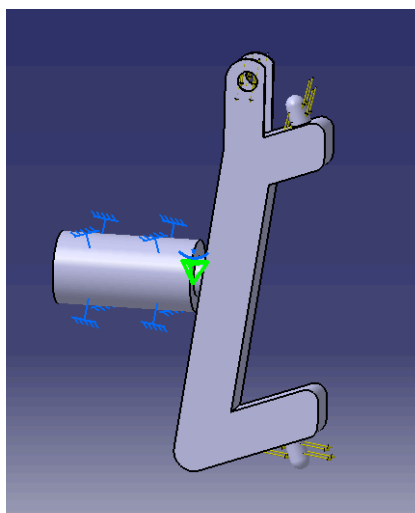




Como puede observarse en la imagen este sistema se diferencia con el delantero en que el amortiguador descansa sobre la mangueta en lugar de sobre el brazo inferior . Todo se debe únicamente a que , debido al diseño de la estructura , la mejor solución era esa . Los elementos que forman la suspensión trasera son los mismos que la delantera : brazos de suspensión , amortiguador , mangueta y rotulas para las uniones de los elementos .

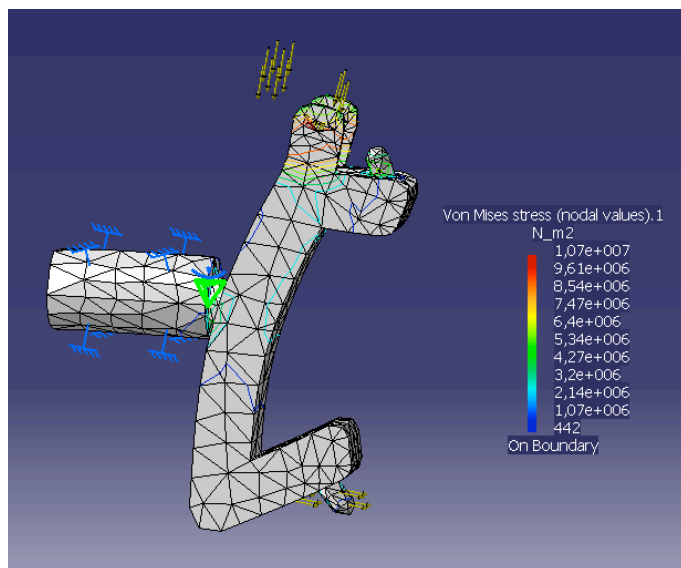
Tras la descripción del sistema de suspensión trasero se analizara y se rediseñara la mangueta . Debido a que la suspensión delantera será la que más esfuerzos reciba , los datos que se tomaran para la suspensión trasera serán los del estado estático .

Como en el caso de la delantera , primero se analizara el elemento ( en este caso la mangueta ) sin ponerle refuerzos y después se analizara el rediseño de la misma . Tras ello , se realizara una comparativa para observar si es o no rentable hacer ese rediseño .

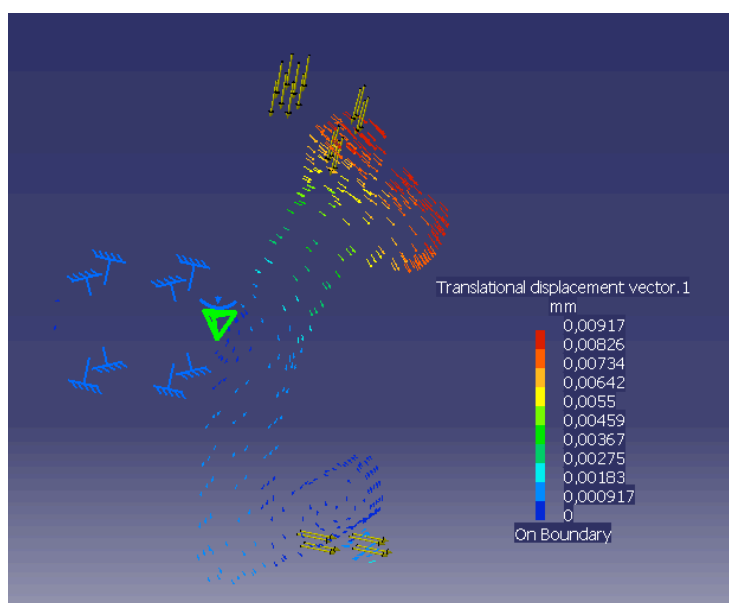


El eje que aparece unido a la mangueta es el encargado de unir mangueta con rueda y debido a ello es el lugar donde se fijara la mangueta para poder realizar el análisis . Como puede observarse en la imagen anterior , sobre la mangueta existen varias fuerzas además de la mencionado debida al amortiguador . Éstas fuerzas son aplicadas sobre los ejes que se unirán a las rotulas de los brazos .

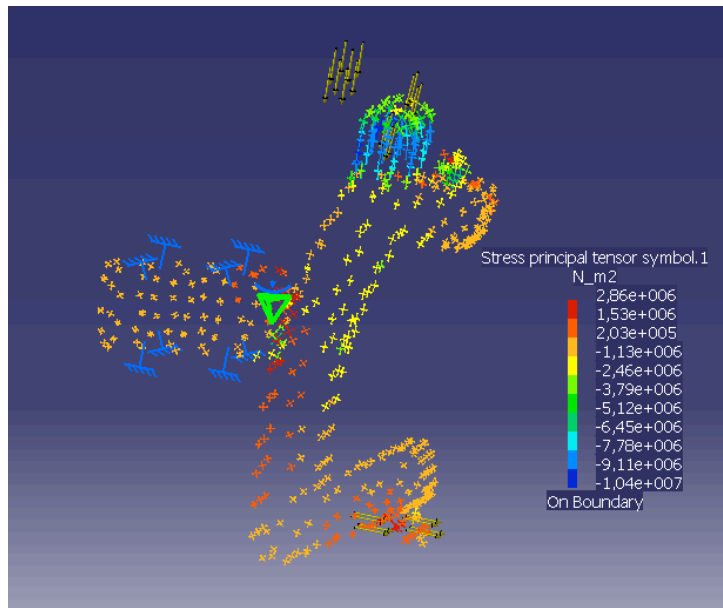
Ahora si irán mostrando los diferentes análisis realizados sobre la mangueta :



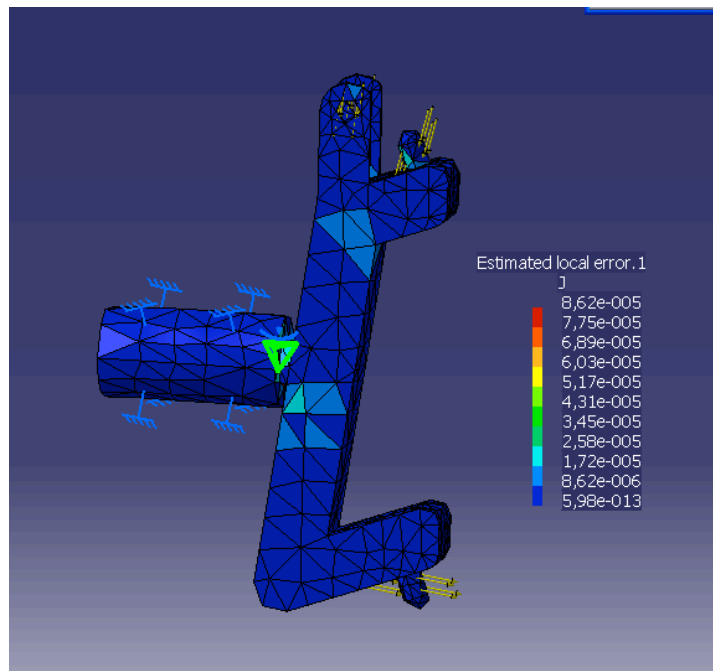
Von mises



Desplazamiento

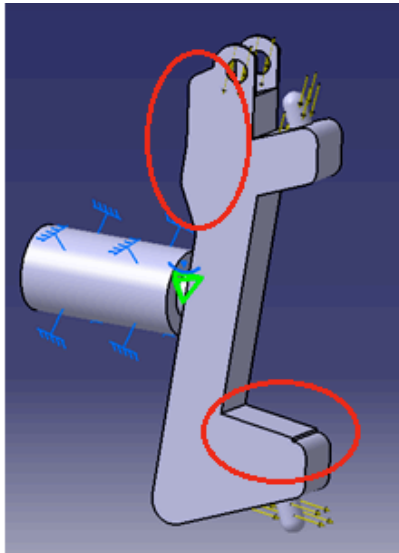


Principal stress

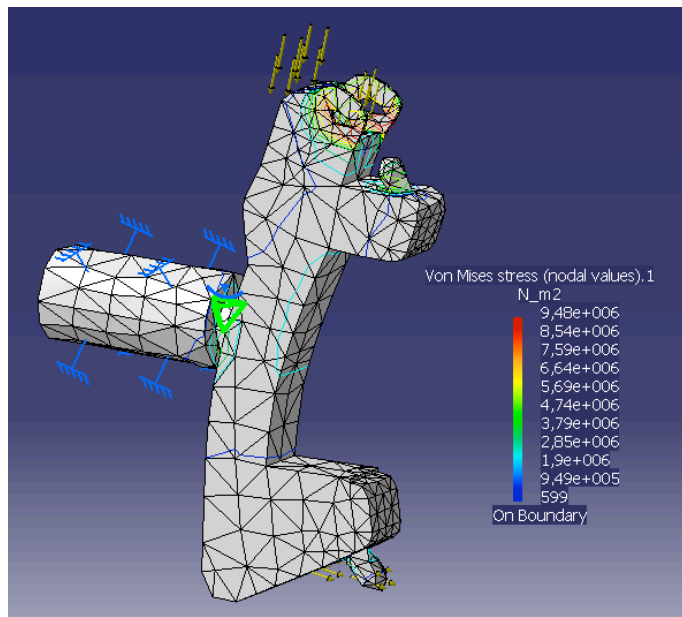


Error

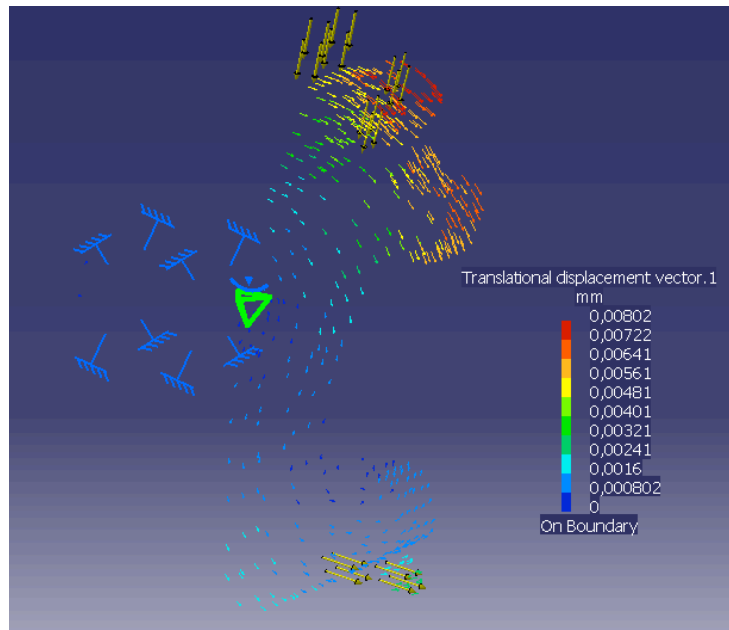
Tras haber analizado la mangueta normal , se pasara a presentar el nuevo rediseño con refuerzos en los lugares donde se producen mayores esfuerzos .



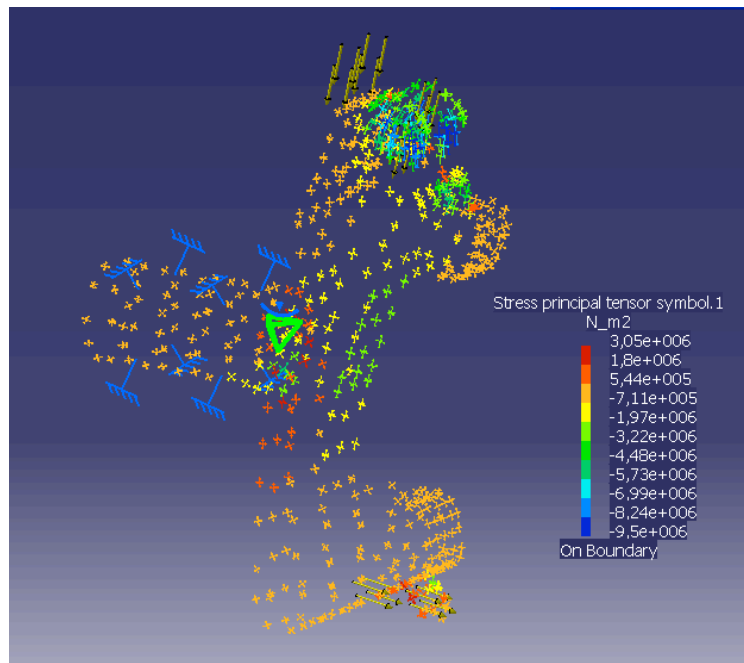
Como se ve son dos los lugares ( los redondeados de rojo ) que se han reforzado y que a la postre reducirán los desplazamientos y deformaciones que se producen sobre las manguetas . Para ello , se ha sometido el rediseño a los mismos análisis anteriores con el fin de compararlos .



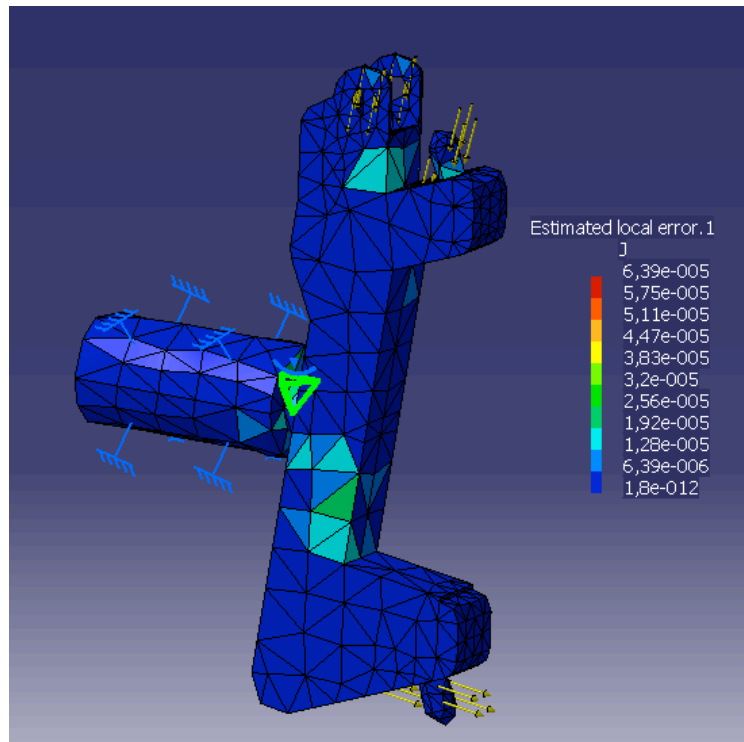
Von mises



Desplazamiento



Principal stress



Error

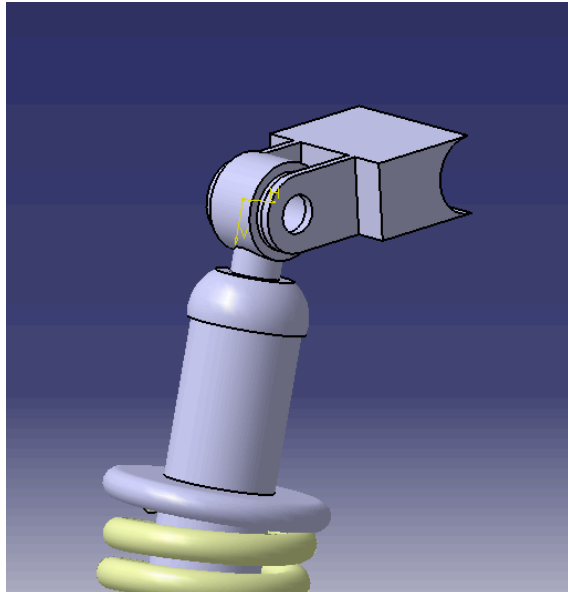
	Normal	Modificado	Variación
<b>VON MISSES ( <math>N \cdot m^2</math> )</b>	$1.07 \cdot 10^7$	$9.48 \cdot 10^6$	$1.22 \cdot 10^6$
<b>DESPLAZAMIENTO ( mm )</b>	0.00917	0.00802	$1.15 \cdot 10^{-3}$
<b>PRINCIPAL STRESS ( <math>N \cdot m^2</math> )</b>	$2.86 \cdot 10^6$	$1.8 \cdot 10^6$	$1.06 \cdot 10^6$
<b>ESTIMATED LOCAL ERROR ( J )</b>	$8.62 \cdot 10^{-5}$	$6.39 \cdot 10^{-5}$	$2.23 \cdot 10^{-5}$

Como se observa en esta comparativa , el rediseño de la mangueta es aceptable , debido a que hay una reducción considerable de las deformaciones y desplazamientos que sobre ella se producirán .Por ello , se modificara la mangueta que estaba montada en el sistema de suspensión trasero por este nuevo rediseño .

#### 4.3.- Sistema de anclaje de los amortiguadores

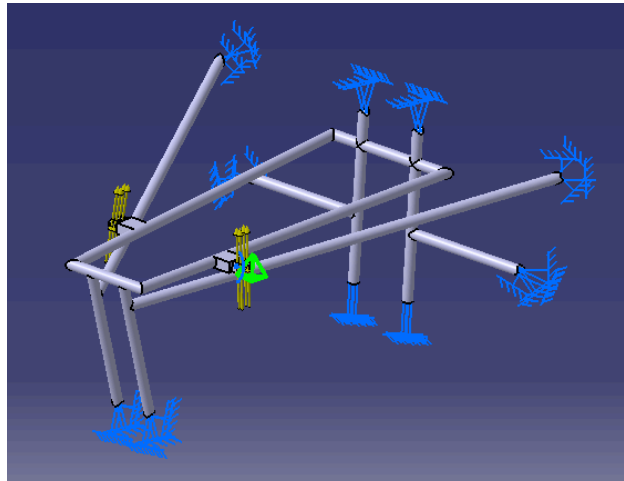


La unión de los amortiguadores delanteros al chasis , al igual que los traseros se realiza de una manera muy sencilla . Se introduce un tornillo protegido por fundas de plástico para evitar holguras y dificultad su rotura .



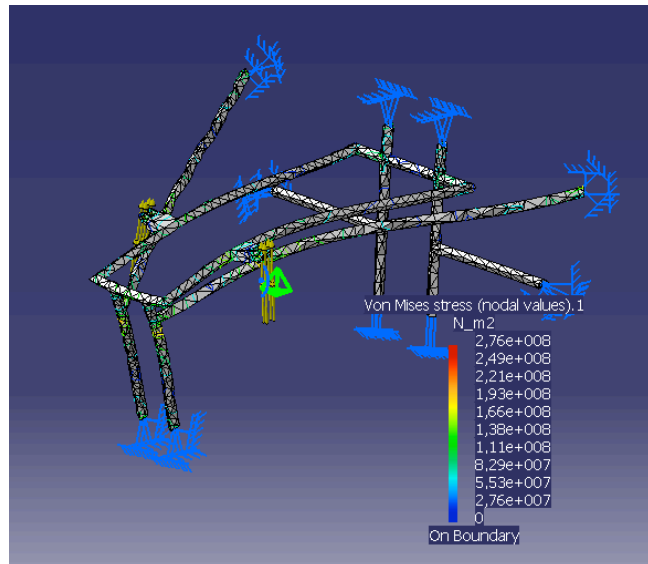
Como apartados atrás se ha obtenido la fuerza máxima que deberán soportar los amortiguadores durante la conducción, en este apartado se intentara dar una solución para disminuir los desplazamientos y tensiones que deberá soportar el chasis debida a la fuerza que los amortiguadores transmiten éste .

Para realizar el análisis se optó por coger la parte delantera del chasis , la cual será la que más sufra . A continuación se muestra la parte que será analizada y rediseñada

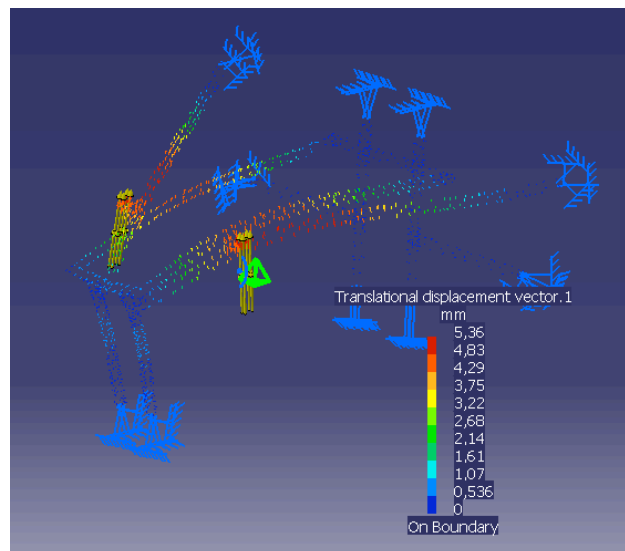


Como bien puede observarse en la imagen los amortiguadores desarrollan una fuerza en esa dirección y sentido. Lo primero se realizara un análisis de la pieza para obtener unos resultados que servirán de base para compararlos con lo que seguidamente se obtendrán con el análisis del rediseño .

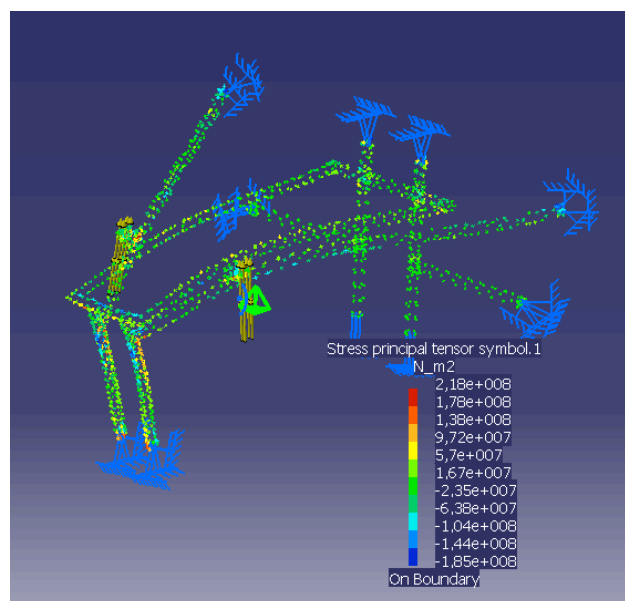
Serán analizados y comparados los mismos parámetros que en los otros dos rediseños .



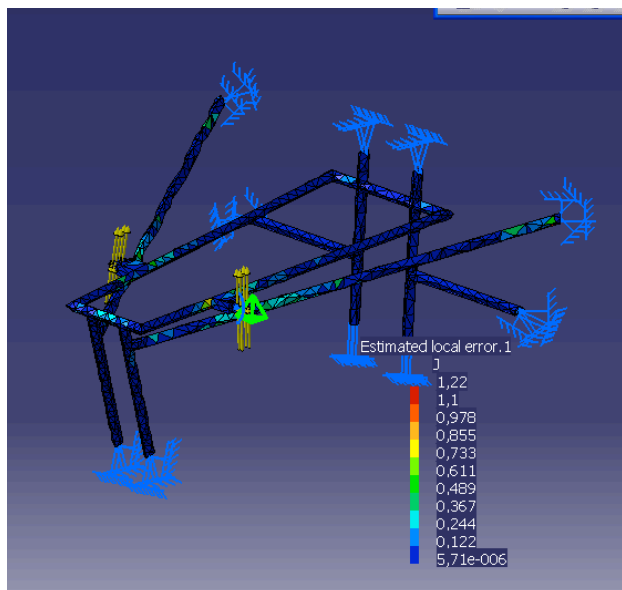
Von mises



Desplazamiento



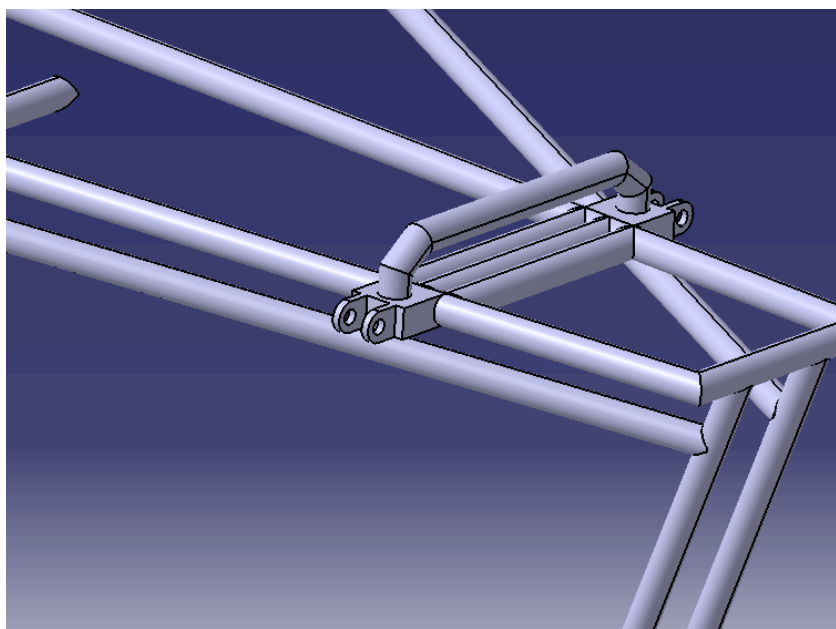
### Principal stress



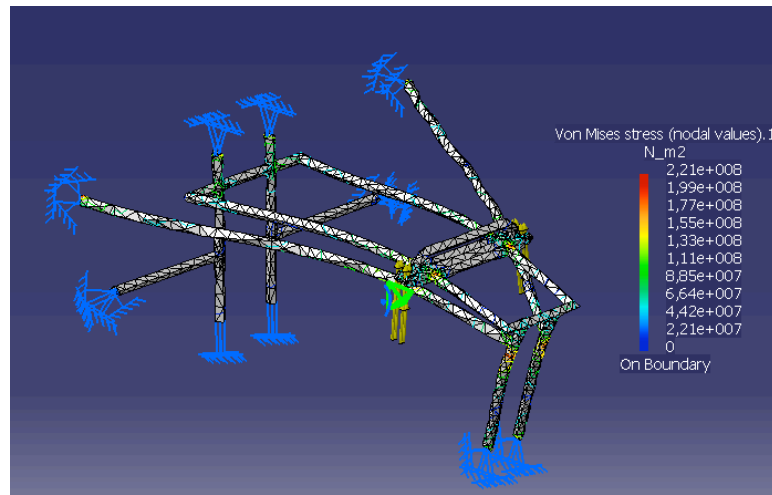
### Error estimado

Después de obtener los análisis de la pieza se pensara y se realizara un rediseño de algunas de sus partes a fin de mejorar la resistencia ante los esfuerzos que se produzcan en la misma durante la conducción del vehículo .

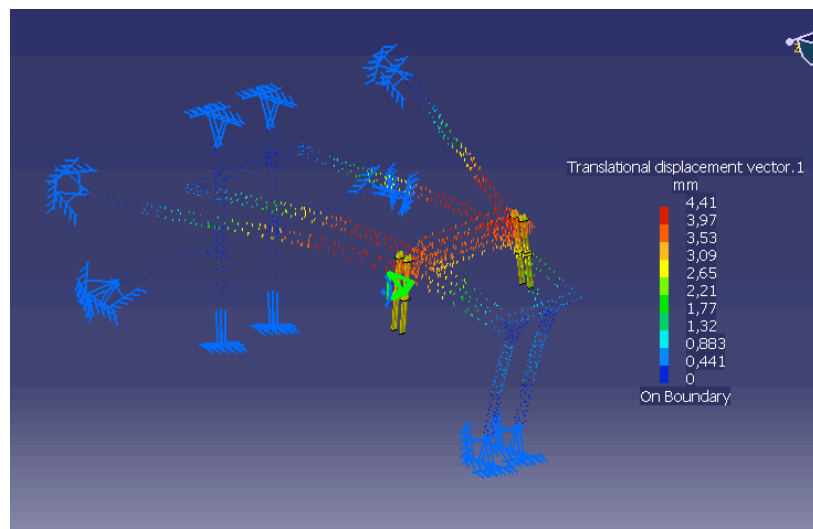
En la imagen siguiente se puede ver el rediseño que es muy simple



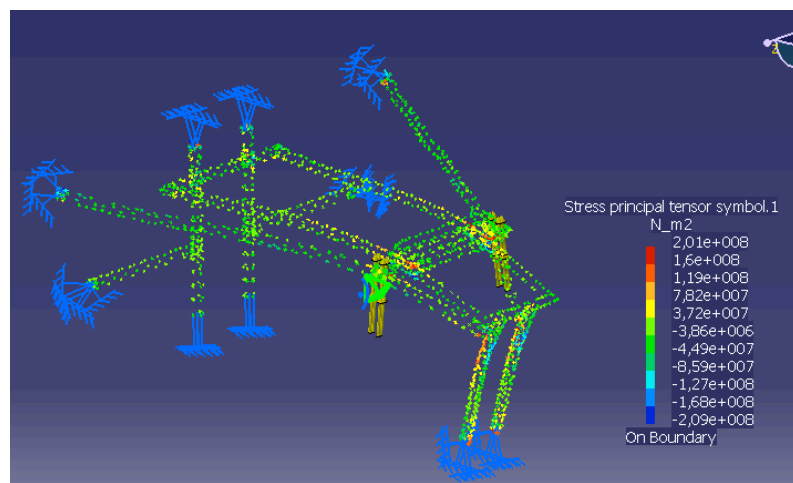
Ahora se le realizaran los mismos análisis que anteriormente , para poder observar si el nuevo rediseño reduce las deformaciones y desplazamientos y si merecería la pena instalarlo



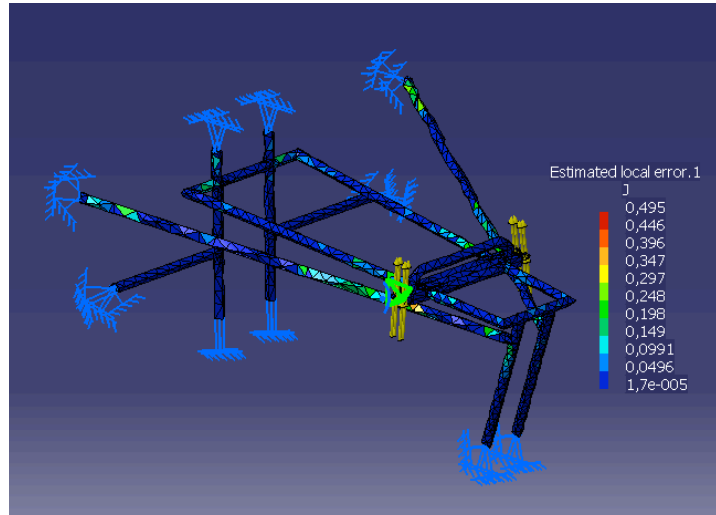
Von mises



desplazamiento



Principal stress



Error estimado

En la tabla de a continuación se comparan los dos elementos analizados y se observa la variación que hay entre ambos.

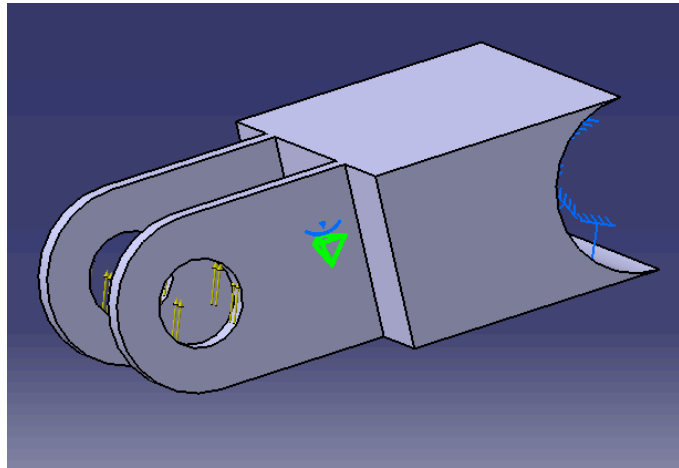
	Normal	Modificado	Variación
<b>VON MISSES (N*m<sup>2</sup>)</b>	2.76*10 <sup>8</sup>	2.21*10 <sup>8</sup>	5.5*10 <sup>7</sup>
<b>DESPLAZAMIENTO ( mm )</b>	5.36	4.41	0.95
<b>PRINCIPAL STRESS (Nxm<sup>2</sup>)</b>	2.28*10 <sup>8</sup>	2.01*10 <sup>8</sup>	2.7*10 <sup>7</sup>
<b>ESTIMATED LOCAL ERROR ( J )</b>	1.22	0.495	0.725

Como queda reflejado con la tabla el rediseño es aceptable debido a que la reducción de deformaciones y desplazamientos es considerable . Debido a ello se montara este nuevo diseño en la estructura final del buggy .

Como en apartados anteriores se han calculado las fuerzas máximas que se producirán en los amarres de los amortiguadores , que tendrán lugar en el salto desde 1 metro siendo esta la situación más crítica de conducción , se hará un estudio de las soldaduras que se pondrán en las uniones de las pletinas con el chasis .

#### Soldaduras anclaje superior de los amortiguadores

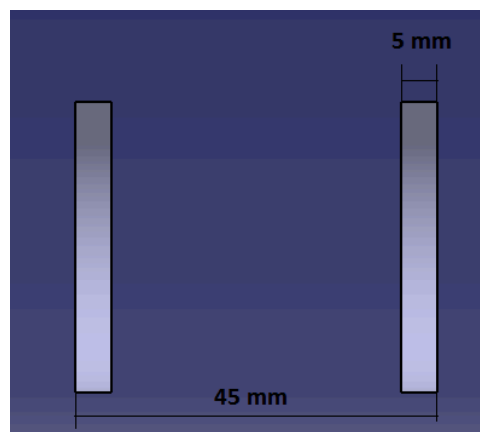
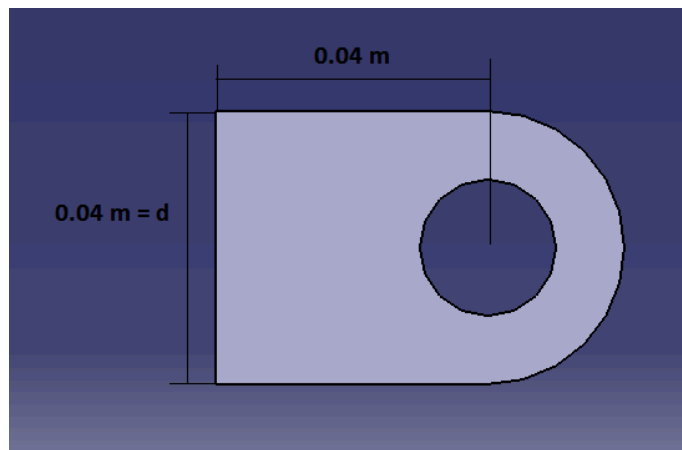
En esta sección se realizara el cálculo de la anchura del cordón de soldadura y el tipo de soldadura. Se tendrá en cuenta la fuerza que actúa sobre la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo , en este caso el de un salto de 1 metro de altura . En la siguiente figura se puede ver las fuerzas que se producen sobre el anclaje.



$$F_{ax} = F_a \cdot \cos 70^\circ = 8515.9 \text{ N}$$

$$F_{ay} = F_a \cdot \sin 70^\circ = 23397.25 \text{ N}$$

En las dos imágenes siguientes se expone como será la pletina que se soldara a al chasis para realizar la unión con los brazos de la suspensión



Anchura garganta (h) :

- $h_{\min} = 3 \text{ mm}$
- $h_{\max} = 0.7 \cdot e_{\min} = 0.7 \cdot 5 = 3.5 \text{ mm}$

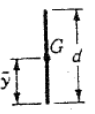
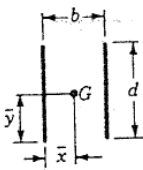
Se tomara como h final 3.2 mm como ya se ha explicado en el otro caso anteriormente.

En la tabla siguiente puede observarse el valor del momento de inercia de la soldadura , así como el del área de soldadura utilizados para los siguientes cálculos. Esta tabla se encuentra en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica , de Shigley.

#### JUNTAS SOLDADAS Y PEGADAS

453

Tabla 9-2 PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE\*

Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$

Los datos corresponden al segundo tipo que aparece en la imagen

$$L = 0.04 \text{ m}$$

$$M = F_{ay} \cdot L = 935.89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$A_s = 1.414 \cdot h \cdot d = 1.414 \cdot 0.032 \cdot 0.04 = 1.81 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = 0.04 \text{ m}$$

soldadura :

Para la realización de la soldadura se tomara el mismo electrodo que se ha mencionado y especificado en la soldadura de los amarres .

El electrodo es pues el 7010

A. Esfuerzo cortante debido a fax

$$\tau_{Fax} = \frac{F}{A} = \frac{\left(\frac{Fax}{2}\right)}{A_s}$$

$$\tau_{Fax} = 2.35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

## B. fuerza Fay

### i. Esfuerzo cortante debido al momento

Se tomara el valor indicado anteriormente en la tabla adjuntada del libro de shigley.

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$I_u = 1.06 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$I_s = 0.707 \cdot h \cdot I_u = 0.707 \cdot 0.032 \cdot 1.06 \cdot 10^{-5} = 2.4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$c = \frac{0.04}{2} = 0.02 \text{ m}$$

$$\tau_{mFay} = \frac{\left(\frac{M}{2} \cdot c\right)}{I_s}$$

$$\tau_{mFay} = 3.9 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

### ii. Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante Fay

$$\tau_{Fay} = \frac{\left(\frac{F_{ay}}{2}\right)}{A_s}$$

$$\tau_{Fay} = 6.46 \cdot 10^6$$

El esfuerzo de corte total será :

$$\tau_1 = \tau_{Fax} + \tau_{mFay} = 4.135 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$



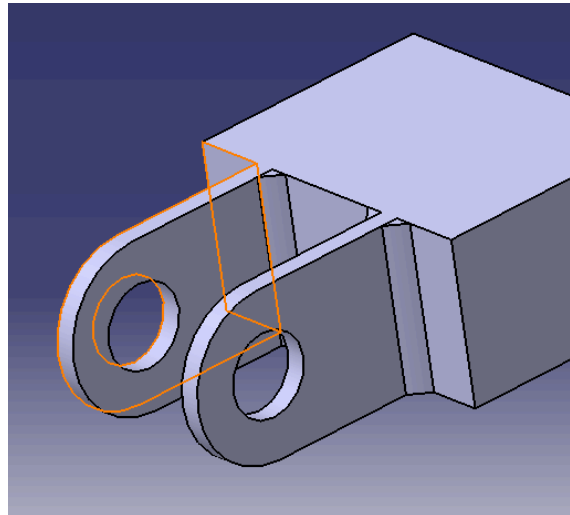
El esfuerzo cortante debido a Fay será :

$$\tau_2 = \tau_{Fay} = 6.46 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos  $\tau_1$  y  $\tau_2$  son perpendiculares entre sí , la resultante de los dos esfuerzos será :

$$\tau_{total} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad \tau_{total} = 4.18 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

A continuación se muestra como quedara la soldadura en la unión de las pletinas con el chasis :



Para concluir estos cálculos se realizara una comprobación para ver si los datos que se han obtenido son o no admisibles. Para ello se utilizara el dato del esfuerzo permisible debido a flexión hallado de la tabla 9.4 del libro de shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC (American institute of Steel Construction) que a continuación se expone :

Tabla 9-4 ESFUERZOS PERMITIDOS POR EL REGLAMENTO AISC PARA METAL DE SOLDADURA

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

\* El factor de seguridad  $n$  ha sido calculado, empleando para ello la energía de distorsión.

Como puede verse el dato se encuentra entre  $0.6 - 0.66 S_y$  . En este caso se opta por coger el más desfavorable para así asegurar que cumpla con la especificación.

$$n = \frac{0.6 * S_y}{\tau}$$

De la tabla de especificación del electrodo 7010 de indura se obtiene que la  $S_y$  (límite de fluencia permitida) es de 390 MPa.

$$n = 5.59 > 1.67$$

Como es superior al factor de seguridad requerido entonces se da por valido los anteriores cálculos.

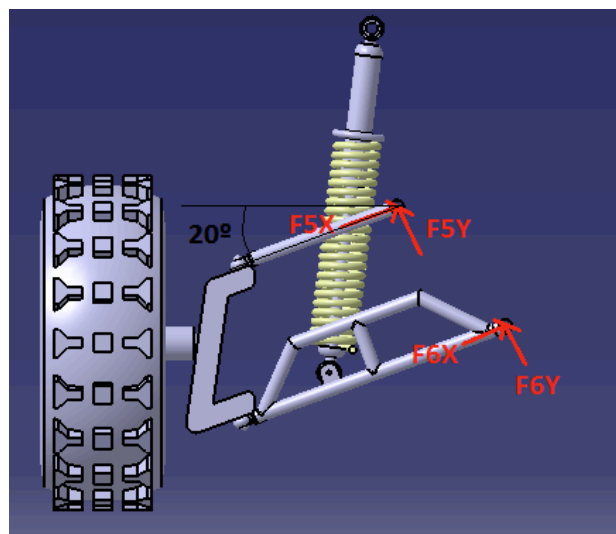
Se aceptara el valor del factor de seguridad debido a que en la tabla 9.5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante , acepta valores de factor de seguridad de igual o superior a 1.67.

El resto de las soldaduras del anclaje de los amortiguadores se realizara con el mismo tipo de soldadura y con la misma altura de cordón , debido a que los esfuerzos que en este caso se ha analizado son los de mayor valor , por ello el factor de seguridad de las demás soldaduras será mayor .

#### 4.4.- Diseño de los anclajes de los brazos

Para poder llevar a cabo el diseño de los amarres o anclajes de los amortiguadores y de las barras de suspensión previamente se tuvo que realizar los pertinentes análisis sobre estos elementos . De los resultados de estos análisis se obtienen las fuerzas que actúan sobre los anclajes . Para el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre ellos se tomaran las mismas condiciones de carga que anteriormente han sido utilizadas para el cálculo de las fuerzas que se producen en las barras de suspensión y amortiguadores tanto en condiciones estáticas como en el salto de 1 metro .

#### Diseño de los amarres de los brazos de la suspensión delantera



Dónde :

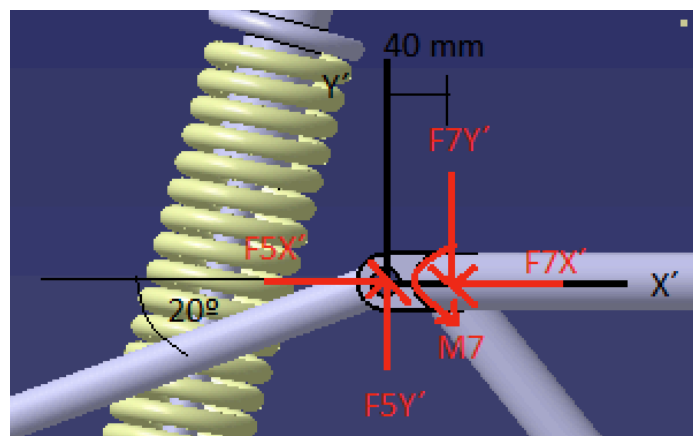
- $F5X$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación superior en dirección X
- $F5Y$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación superior en dirección Y
- $F6X$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación inferior en dirección X
- $F6Y$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación inferior en dirección Y

$$F5X_{(POR\ AMARRE)} = F5X/2$$

$$F5Y_{(POR\ AMARRE)} = F5Y/2$$

$$F6X_{(POR\ AMARRE)} = F6X/2$$

$$F6Y_{(POR\ AMARRE)} = F6Y/2$$



Dónde :

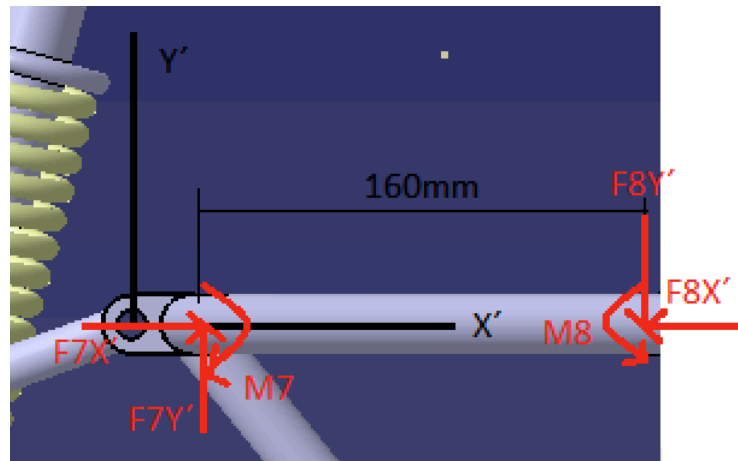
- $F7X'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos superiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $X'$
- $F7Y'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos superiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $Y'$
- $M7$ : momento en la unión

$$F5X' = F5X \cdot \cos(20) \quad ; \quad F5Y' = F5Y \cdot \sin(20)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F5X' - F7X' = 0 \rightarrow F7X' = F5X'$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F5Y' - F7Y' = 0 \rightarrow F7Y' = F5Y'$$

$$\sum M(7) = 0 \rightarrow -(F5Y' \cdot 0.04) + M7 = 0 \rightarrow M7 = F5Y' \cdot 0.04$$



Dónde :

- $F8X'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $X'$
- $F8Y'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $Y'$
- $M8$  : momento en el centro de la pieza que da soporte a los brazos superiores

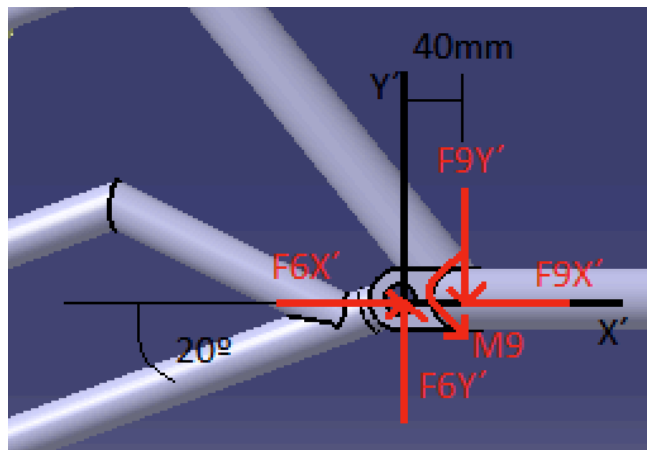
$$\sum Fx' = 0 \rightarrow F7X' - F8X' = 0 \rightarrow F8X' = F7X'$$

$$\sum FY' = 0 \rightarrow F7Y' - F8Y' = 0 \rightarrow F8Y' = F7Y'$$

$$\sum M(8) = 0 \rightarrow -M7 - (F7Y' * 0.32) + M8 = 0$$

$$M8 = M7 + (F7Y' * 0.32)$$

Condiciones estáticas	
<b>F5X<sub>(amarre)</sub></b>	433.92
<b>F5Y<sub>(amarre)</sub></b>	264.81
<b>F5X'</b>	407.75
<b>F5Y'</b>	90.57
<b>F7X'</b>	407.75
<b>F7Y'</b>	90.57
<b>M7</b>	3.63
<b>F8X'</b>	407.75
<b>F8Y'</b>	90.57
<b>M8</b>	32.61



Dónde :

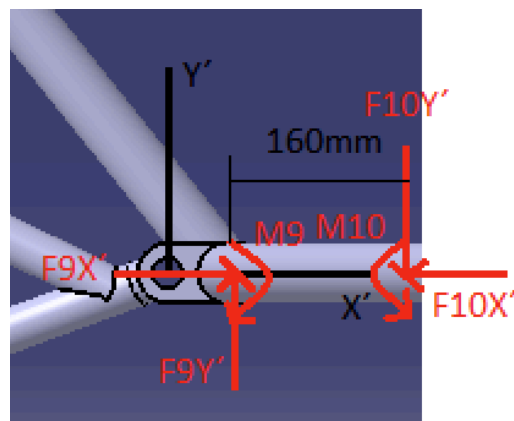
- $F9X'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos inferiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $X'$
- $F9Y'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos inferiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $Y'$
- $M9$ : momento en la unión

$$F6X' = F6X \cdot \cos(20) ; \quad F6Y' = F6Y \cdot \sin(20)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F6X' - F9X' = 0 \rightarrow F9X' = F6X'$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F6Y' - F9Y' = 0 \rightarrow F9Y' = F6Y'$$

$$\sum M(9) = 0 \rightarrow -(F6Y' \cdot 0.04) + M9 = 0 \rightarrow M9 = F6Y' \cdot 0.04$$



Dónde :

- $F10X'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $X'$
- $F10Y'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $Y'$
- $M10$  : momento en el centro de la pieza que da soporte a los brazos superiores

$$\sum F_{X'} = 0 \rightarrow F_{9X'} - F_{10X'} = 0 \rightarrow F_{10X'} = F_{9X'}$$

$$\sum F_{Y'} = 0 \rightarrow F_{9Y'} - F_{10Y'} = 0 \rightarrow F_{10Y'} = F_{9Y'}$$

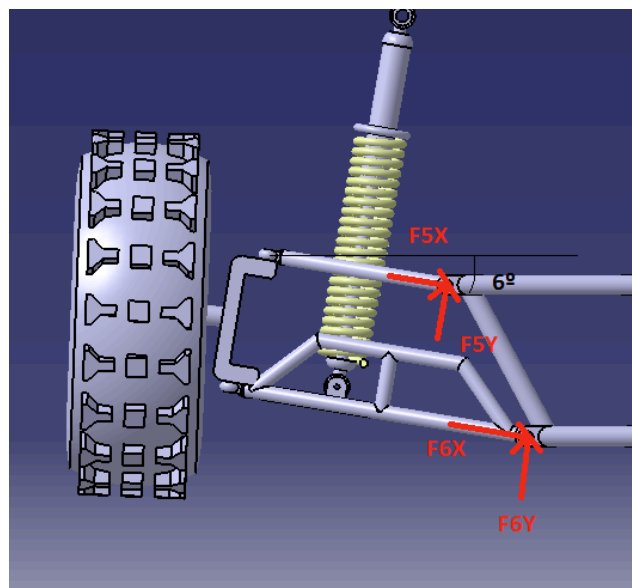
$$\sum M(10) = 0 \rightarrow -M_9 - (F_{9Y'} * 0.16) + M_{10} = 0$$

$$M_{10} = M_9 + (F_{9Y'} * 0.16)$$

Condiciones estáticas	
<b>F6X<sub>(amarre)</sub></b>	-50.935
<b>F6Y<sub>(amarre)</sub></b>	27.1
<b>F6X'</b>	-47.86
<b>F6Y'</b>	9.27
<b>F9X'</b>	-47.86
<b>F9Y'</b>	9.27
<b>M9</b>	0.37
<b>F10X'</b>	-47.86
<b>F10Y'</b>	9.27
<b>M10</b>	1.85

## SALTO DE 1 METRO

Como esta condición es la más crítica , se analizara para obtener los desplazamientos y deformaciones más extremos con el fin de reforzar los anclajes de los brazos para asegurar su correcto funcionamiento en cualquier momento de la conducción y sobre cualquier tipo de irregularidad del terreno .



Dónde :

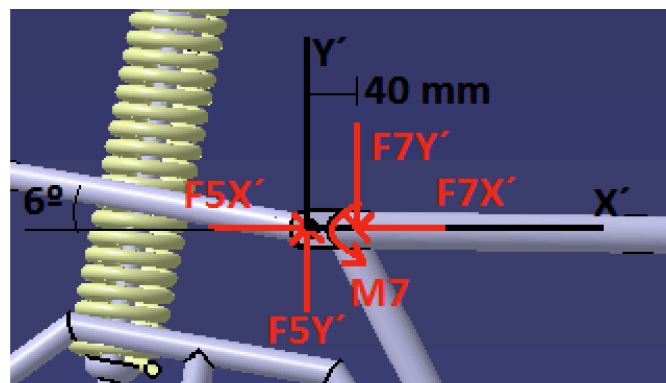
- $F5X$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación superior en dirección X
- $F5Y$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación superior en dirección Y
- $F6X$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación inferior en dirección X
- $F6Y$  : Fuerza de reacción en un amarre de la articulación inferior en dirección Y

$$F5X_{(POR\ AMARRE)} = F5X/2$$

$$F5Y_{(POR\ AMARRE)} = F5Y/2$$

$$F6X_{(POR\ AMARRE)} = F6X/2$$

$$F6Y_{(POR\ AMARRE)} = F6Y/2$$



Dónde :

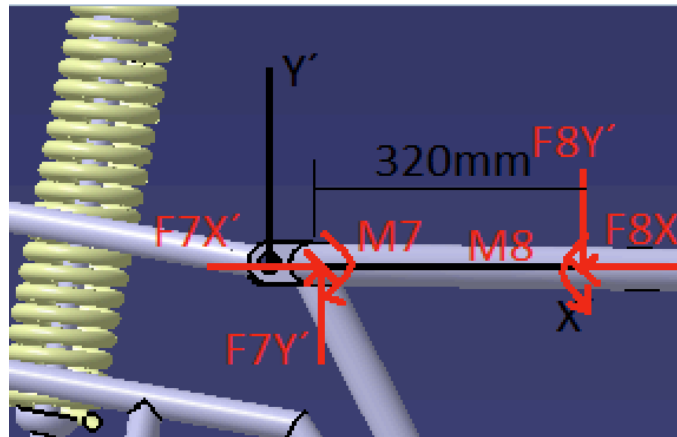
- $F7X'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos superiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $X'$
- $F7Y'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos superiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $Y'$
- $M7$ : momento en la unión

$$F5X' = F5X \cdot \cos(6) \quad ; \quad F5Y' = F5Y \cdot \sin(6)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F5X' - F7X' = 0 \rightarrow F7X' = F5X'$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F5Y' - F7Y' = 0 \rightarrow F7Y' = F5Y'$$

$$\sum M(7) = 0 \rightarrow -(F5Y' \cdot 0.04) + M7 = 0 \rightarrow M7 = F5Y' \cdot 0.04$$



Dónde :

- $F8X'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $X'$
- $F8Y'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $Y'$
- $M8$  : momento en el centro de la pieza que da soporte a los brazos superiores

$$\sum Fx' = 0 \rightarrow F7X' - F8X' = 0 \rightarrow F8X' = F7X'$$

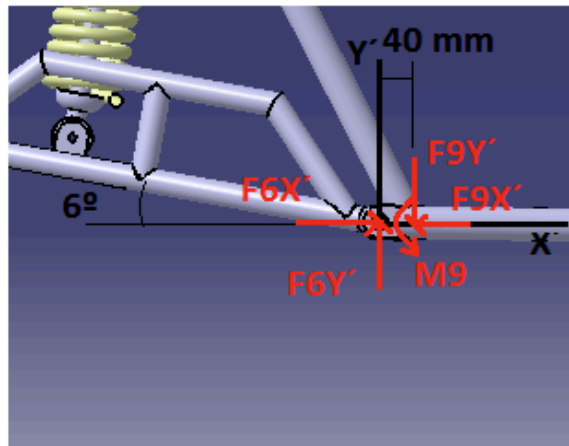
$$\sum Fy' = 0 \rightarrow F7Y' - F8Y' = 0 \rightarrow F8Y' = F7Y'$$

$$\sum M(8) = 0 \rightarrow -M7 - (F7Y' * 0.32) + M8 = 0$$

$$M8 = M7 + (F7Y' * 0.32)$$

Salto de 1 metro	
<b>F5X<sub>(amarre)</sub></b>	-1873.465 N
<b>F5Y<sub>(amarre)</sub></b>	-196.91 N
<b>F5X'</b>	-1863.2 N
<b>F5Y'</b>	-20.58 N
<b>F7X'</b>	-1863.2 N
<b>F7Y'</b>	-20.58 N
<b>M7</b>	-0.8232 N*m
<b>F8X'</b>	-1863.2 N
<b>F8Y'</b>	-20.58 N
<b>M8</b>	-7.4 N*m





Dónde :

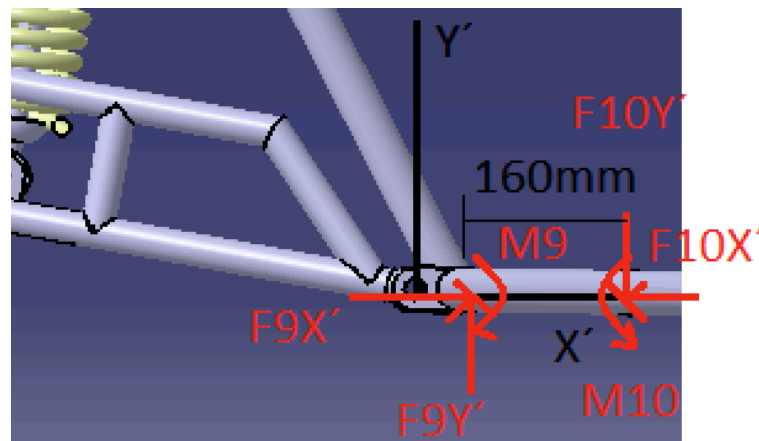
- $F9X'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos inferiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $X'$
- $F9Y'$ : fuerza en la unión del amarre de los brazos inferiores con la pieza que da soporte a los mismos en dirección  $Y'$
- $M9$ : momento en la unión

$$F6X' = F6X \cdot \cos(6) \quad ; \quad F6Y' = F6Y \cdot \sin(6)$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F6X' - F9X' = 0 \rightarrow F9X' = F6X'$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F6Y' - F9Y' = 0 \rightarrow F9Y' = F6Y'$$

$$\sum M(9) = 0 \rightarrow -(F6Y' \cdot 0.04) + M9 = 0 \rightarrow M9 = F6Y' \cdot 0.04$$



Dónde :

- $F10X'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $X'$
- $F10Y'$ : Fuerza en el centro de la pieza de soporte de los brazos superiores en dirección  $Y'$

- M10 : momento en el centro de la pieza que da soporte a los brazos superiores

$$\sum F_{X'} = 0 \rightarrow F_{9X'} - F_{10X'} = 0 \rightarrow F_{10X'} = F_{9X'}$$

$$\sum F_{Y'} = 0 \rightarrow F_{9Y'} - F_{10Y'} = 0 \rightarrow F_{10Y'} = F_{9Y'}$$

$$\sum M(10) = 0 \rightarrow -M_9 - (F_{9Y'} * 0.16) + M_{10} = 0$$

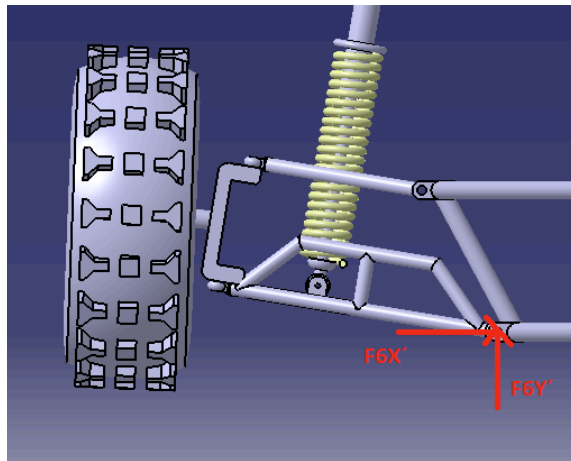
$$M_{10} = M_9 + (F_{9Y'} * 0.16)$$

	Salto de 1 metro
<b>F6X<sub>(amarre)</sub></b>	5364.605 N
<b>F6Y<sub>(amarre)</sub></b>	4005.466 N
<b>F6X'</b>	5335.22 N
<b>F6Y'</b>	418.68 N
<b>F9X'</b>	5335.22 N
<b>F9Y'</b>	418.68 N
<b>M9</b>	16.74 N*m
<b>F10X'</b>	5335.22 N
<b>F10Y'</b>	418.68 N
<b>M10</b>	83.736 N*m

Como queda reflejado en este apartado los amarres que mayor esfuerzo han de soportar son los del brazo inferior , debido a que en este se acopla el amortiguador y la fuerza es transmitida a todo el brazo . Por ello , se hará un estudio para reforzar las pletinas de unión con el chasis mediante soldadura para rebajar esas deformaciones a fin de otorgar al chasis más seguridad . Como se van a escoger los mayores esfuerzos que se pueden producir sobre cualquier amarre queda justificado que los demás anclajes no sean estudiados.

#### Soldaduras de los amarres de los brazos de suspensión

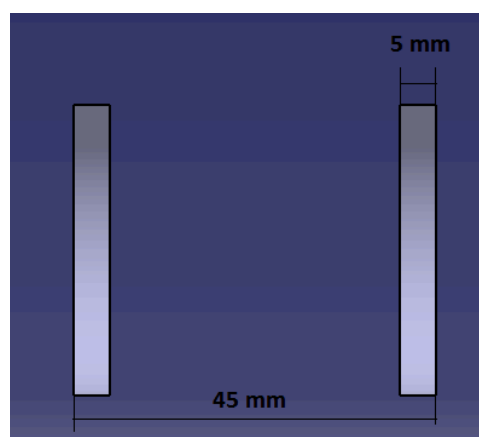
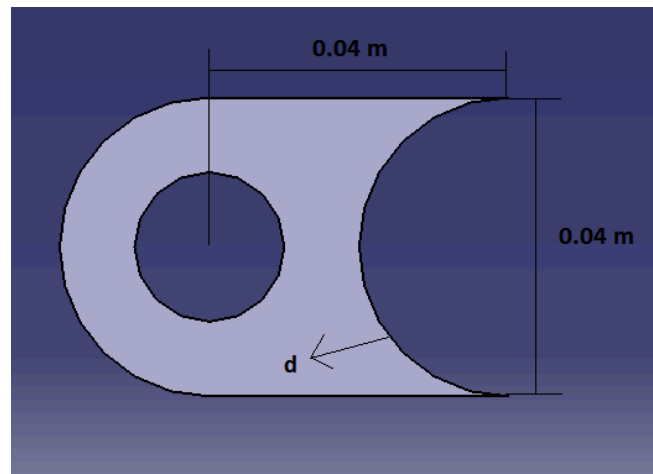
En esta sección se realizara el cálculo de la anchura del cordón de soldadura y el tipo de soldadura. Se tendrá en cuenta la fuerza que actúa sobre la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo , en este caso el de un salto de 1 metro de altura . En la siguiente figura se puede ver las fuerzas que se producen sobre el anclaje.



$$F6X' = 5335.22 \text{ N}$$

$$F6Y' = 418.68 \text{ N}$$

En las dos imágenes siguientes se expone como será la pletina que se soldara a al chasis para realizar la unión con los brazos de la suspensión

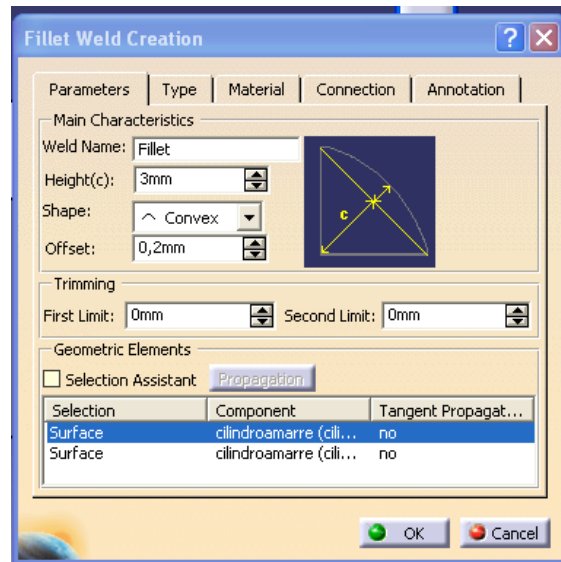


Anchura garganta (h) :

- $h_{\min} = 3 \text{ mm}$
- $h_{\max} = 0.7 \cdot e_{\min} = 0.7 \cdot 5 = 3.5 \text{ mm}$

Se tomara como h final 3.2 mm debido a que se encuentra entre el mínimo y el máximo posible y además porque mirando en diámetros de electrodos comerciales se encontró uno de 3.2 mm así que se optó por esta anchura de garganta .

En la tabla siguiente se muestran los datos introducidos a la hora de dibujar la soldadura en CATIA:



En la tabla siguiente puede observarse el valor del momento de inercia de la soldadura , así como el del área de soldadura utilizados para los siguientes cálculos. Esta tabla se encuentra en el libro Diseño en Ingeniería Mecánica , de Shigley.

Tabla 9-2 PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE\*

Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$

Los datos corresponden al segundo tipo que aparece en la imagen

$$L = 0.04 \text{ m}$$

$$M = F6Y' \cdot L = 16.747 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \pi * r = 0.0628 \text{ m}$$

$$A_s = 1.414 * h * d = 1.414 * 0.032 * 0.0628 = 2.84 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

soldadura :

Para la realización de la soldadura se tomara el electrodo 7010 que a continuación se expone detalladamente

INDURA 7010 A1 1/8" (3.2 mm)



Características :

Presenta revestimiento celulósico. Esta especialmente desarrollado para soldar con corriente continua , electrodo positivo. Tiene un arco pulverizado muy estable y de alta penetración. Produce escoria delgada y de fácil remoción.

Usos :

Especial para soldadura de cañerías en posición vertical descendente y para cordones de raíz , debido a su elevada penetración. El electrodo 7010-A1 fue principalmente desarrollado para soldar aceros carbono-molibdeno , aceros de alta resistencia y baja aleación. Posee excelentes propiedades mecánicas en trabajos que requieran condiciones de servicio a temperatura inferior a 480°C.

Seguridad :

Mantener el arco delante del baño de soldadura utilizando una leve oscilación en el sentido del avance , con una longitud de arco mediano que permita controlar la forma y aspecto del cordón. Cuando la soldadura se realiza en acero carbono-molibdeno , deberá precalentarse de 150 a 300°C.

Ficha técnica :

Composición química (típica) del metal depositado:				
C 0,011%; Mn 0,50%; Si 0,23%; P 0,010%; S 0,009%; Cr 0,03%; Ni 0,04%; Mo 0,35%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.5-96):				
Tratamiento Térmico	Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos
620°C x 1 hr.	Resistencia a la tracción : 610 MPa Límite de fluencia : 537 MPa Alargamiento en 50 mm : 25%	480 MPa 390 MPa 22%	100J a 20°C	No especificado
Amperajes recomendados:				
Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje		Electrodos x kg aprox.
		mín.	máx.	
*2,4	300	60	80	75
3,2	350	80	120	34
4,0	350	110	150	24
*4,8	350	140	200	16

\* Electrodo fabricado a pedido

C. Esfuerzo cortante debido a  $F_{6X'}$

$$\tau_{F_{6X'}} = \frac{F}{A} = \frac{\left(\frac{F_{6X'}}{2}\right)}{A_s}$$

$$\tau_{F_{6X'}} = 9.39 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

D. fuerza  $F_{6Y'}$

i. Esfuerzo cortante debido al momento

Se tomara el valor indicado anteriormente en la tabla adjuntada del libro de shigley.

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$I_u = 4.128 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$I_s = 0.707 \cdot h \cdot I_u = 0.707 \cdot 0.032 \cdot 4.128 \cdot 10^{-5} = 9.34 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$c = \frac{0.0628}{2} = 0.0314 \text{ m}$$

$$\tau_{mFay} = \frac{\left(\frac{M}{2} * c\right)}{I_s}$$

$$\tau_{mF6Y'} = 2.81 * 10^5 \text{ Pa}$$

ii. Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante F6Y'

$$\tau_{F6Y'} = \frac{\left(\frac{F6Y'}{2}\right)}{A_s}$$

$$\tau_{F6Y'} = 7.37 * 10^4 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total será:

$$\tau_1 = \tau_{F6X'} + \tau_{mF6Y'} = 1.22 * 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F6Y' será:

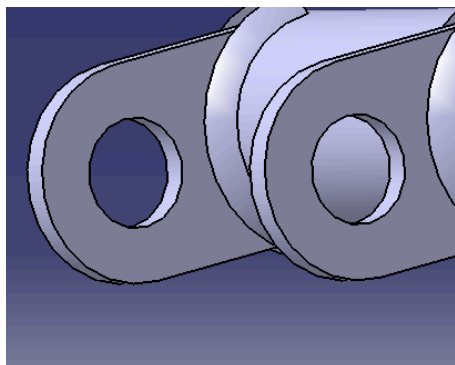
$$\tau_2 = \tau_{F6Y'} = 7.37 * 10^4 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos  $\tau_1$  y  $\tau_2$  son perpendiculares entre sí, la resultante de los dos esfuerzos será:

$$\tau_{total} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau_{total} = 1.22 * 10^6 \text{ Pa}$$

A continuación se muestra como quedara la soldadura en la unión de las pletinas con el chasis:



Para concluir estos cálculos se realizara una comprobación para ver si los datos que se han obtenido son o no admisibles. Para ello se utilizara el dato del esfuerzo permisible debido a flexión hallado de la tabla 9.4 del libro de shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC (American institute of Steel Construction) que a continuación se expone:

Tabla 9-4 ESFUERZOS PERMITIDOS POR EL REGLAMENTO AISC PARA METAL DE SOLDADURA

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplazamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60 - 0.66S_y$	1.52 - 1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

\* El factor de seguridad  $n$  ha sido calculado, empleando para ello la energía de distorsión.

Como puede verse el dato se encuentra entre  $0.6 - 0.66 S_y$ . En este caso se opta por coger el más desfavorable para así asegurar que cumpla con la especificación.

$$n = \frac{0.6 * S_y}{\tau}$$

De la tabla de especificación del electrodo 7010 de indura se obtiene que la  $S_y$  (límite de fluencia permitida) es de 390 MPa.

$$n = 191 > 1.67$$

Como es superior al factor de seguridad requerido entonces se da por valido los anteriores cálculos.

Se aceptara el valor del factor de seguridad debido a que en la tabla 9.5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante, acepta valores de factor de seguridad de igual o superior a 1.67.

El resto de las soldaduras de los amarres de los brazos de suspensión se realizara con el mismo tipo de soldadura y con la misma altura de cordón , debido a que los esfuerzos que en este caso se ha analizado son los de mayor valor , por ello el factor de seguridad de las demás soldaduras será mayor .

20 de Octubre del 2011

FIRMA





# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

PLANOS

Javier Mena Barasoain

Vanessa Estremera Carrera

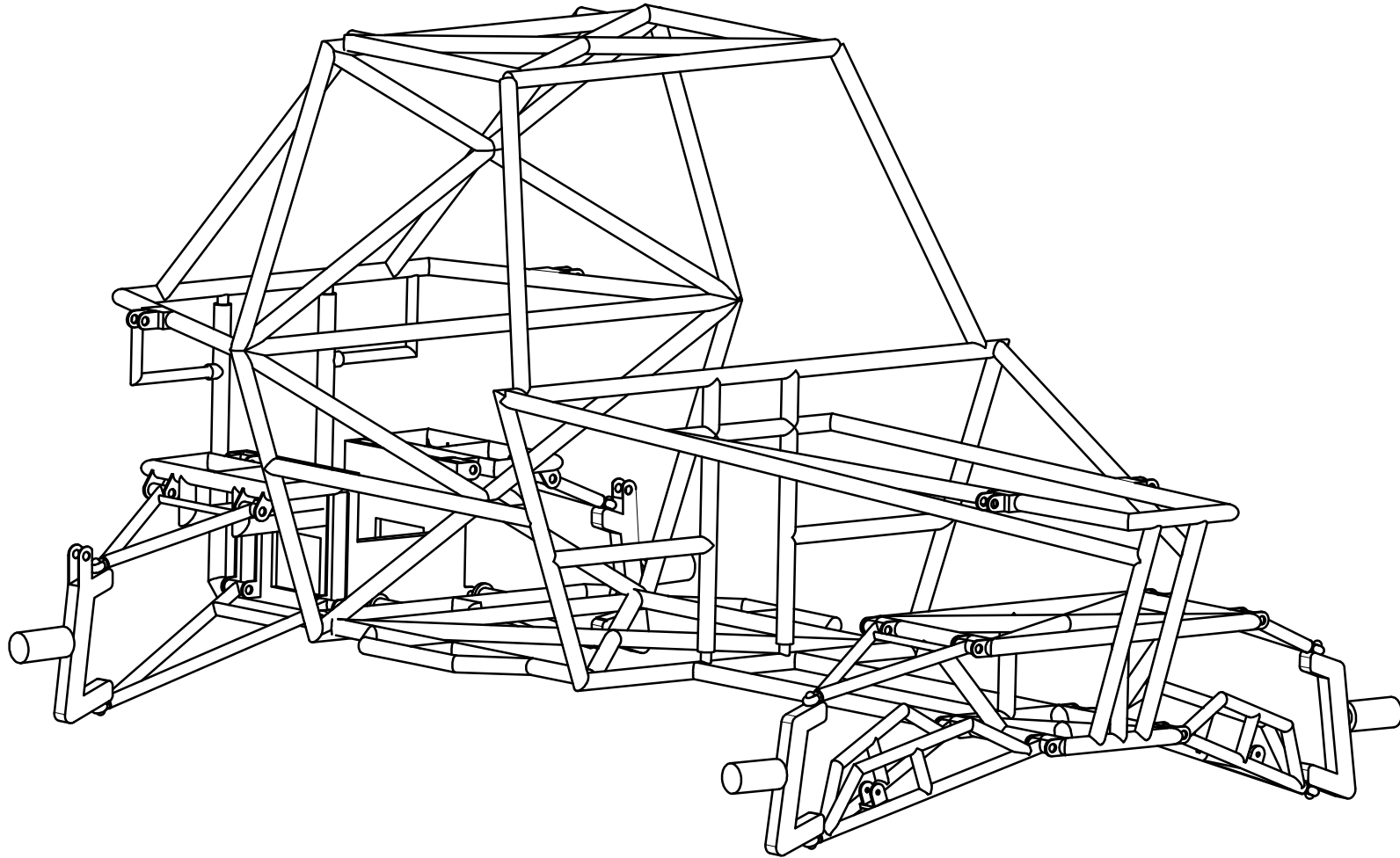
Pamplona, 16 de Noviembre del 2011

## 1.-PLANOS

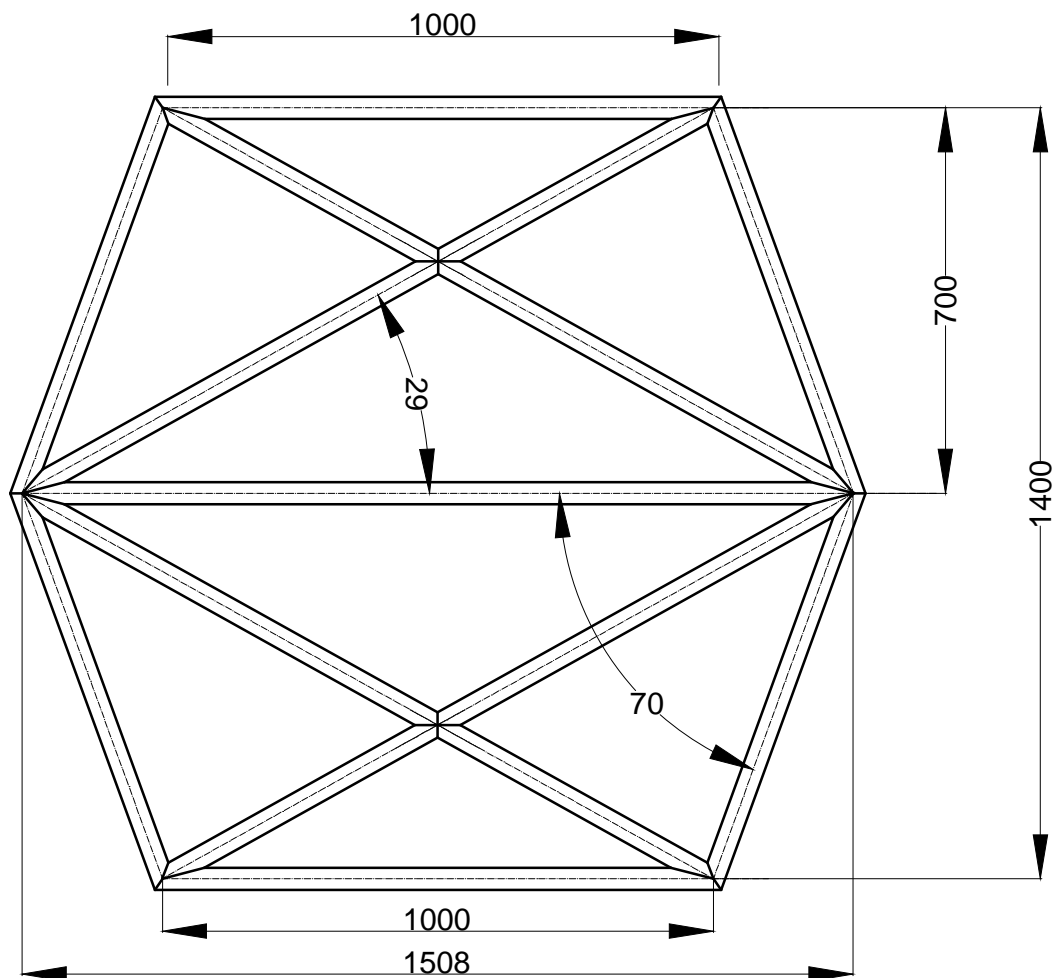
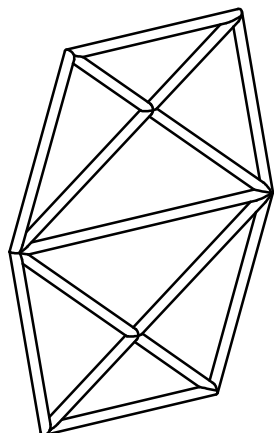
- 1.- isométrico
- 2.- arco principal
- 3.- unión suelo
- 4.- delantera
- 5.- mangueta delantera
- 6.- mangueta trasera
- 7.- protección lateral
- 8.- techo
- 9.- suelo superior
- 10.- suelo inferior
- 11.- suelo central
- 12.- trapecio delantero inferior
- 13.-trasera
- 14.- trapecio superior
- 15.-trapecio trasero inferior
- 16.- unión trasera
- 17.- unión 300
- 18.- unión 350
- 19.- unión caja-trapecio
- 20.- unión delantera

20 de Octubre del 2011

FIRMA

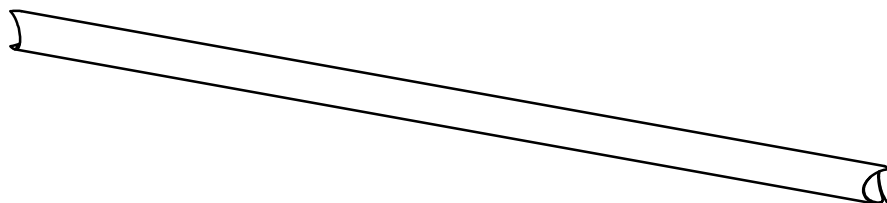
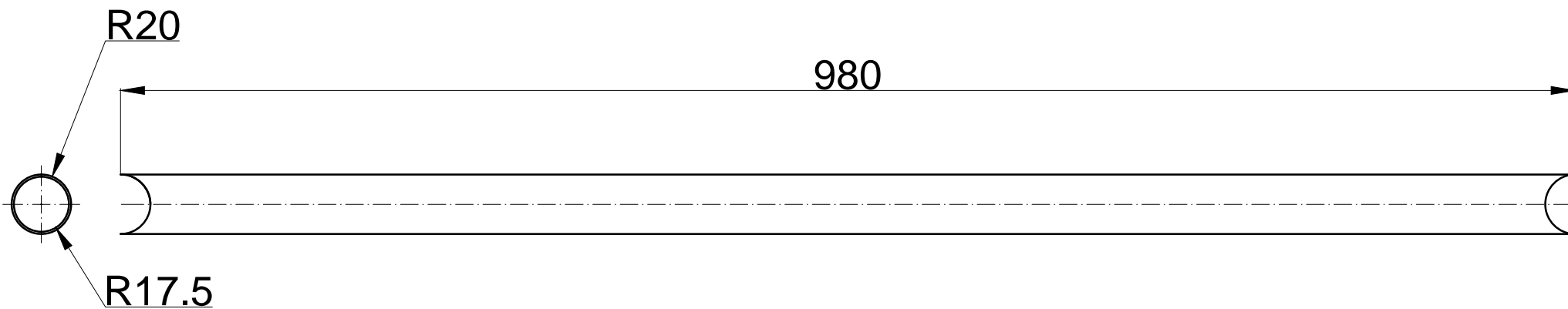


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO: <b>MENA , JAVIER</b>	
PLANO: <b>ISOMETRICO</b>		FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA:	No PLANO: <b>1</b>



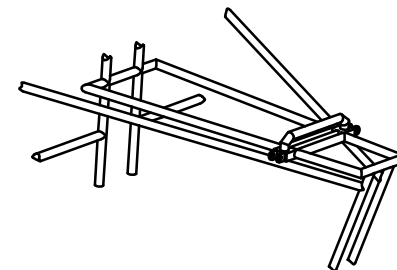
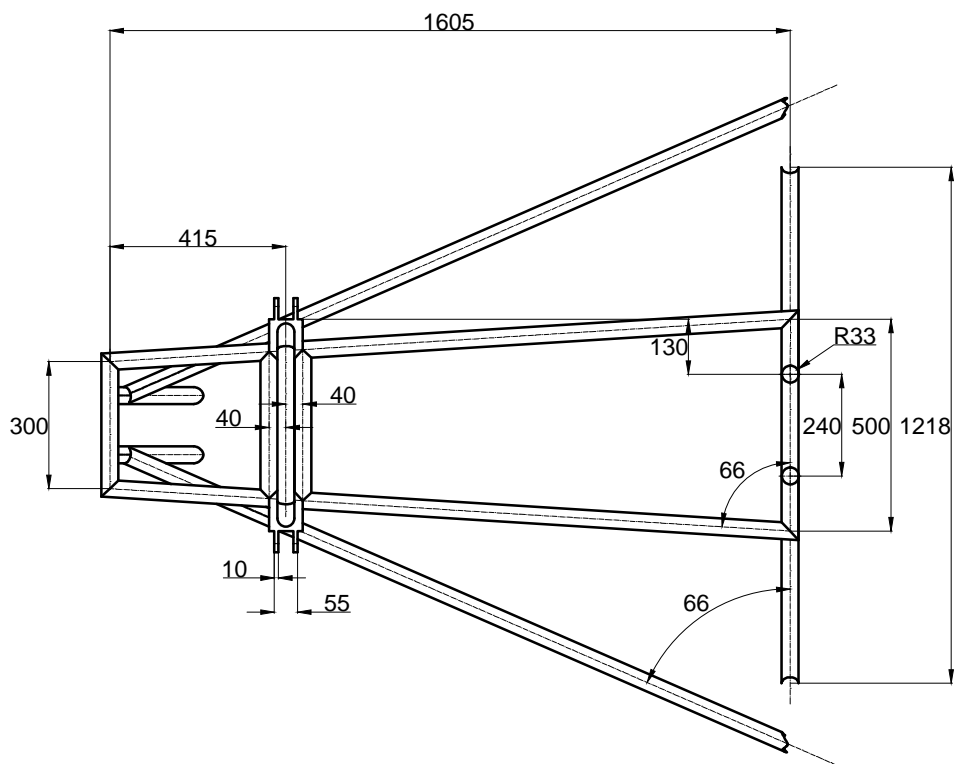
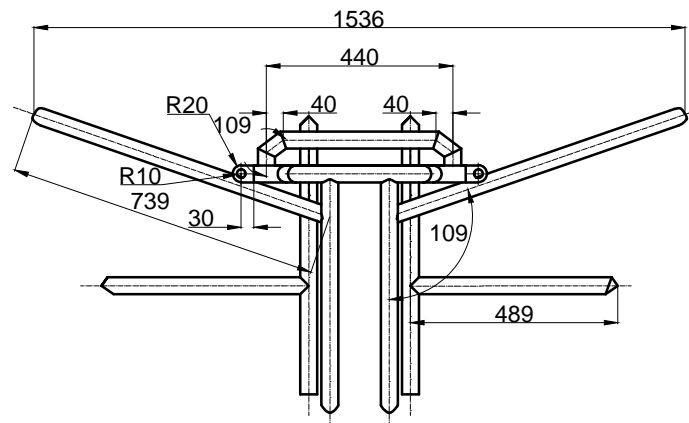
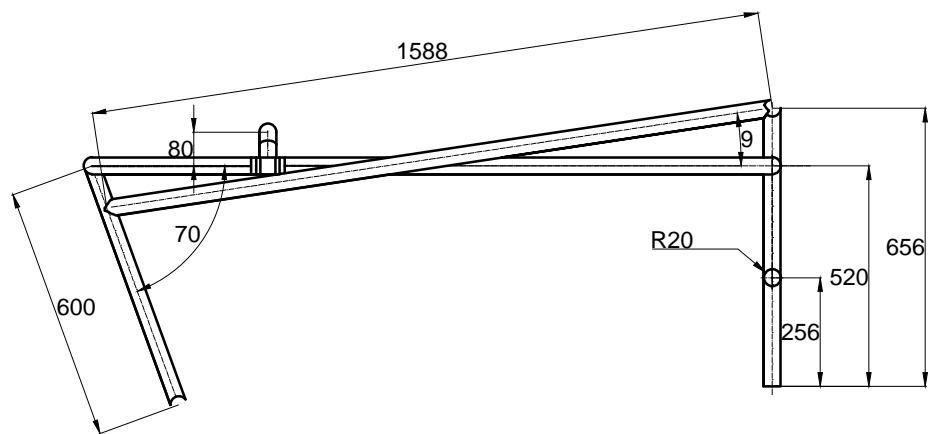
nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
12	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

	Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>				REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
				FIRMA:		
PLANO:  <b>ARCO PRINCIPAL</b>				FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:14</b>	No PLANO: <b>2</b>



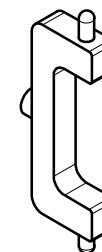
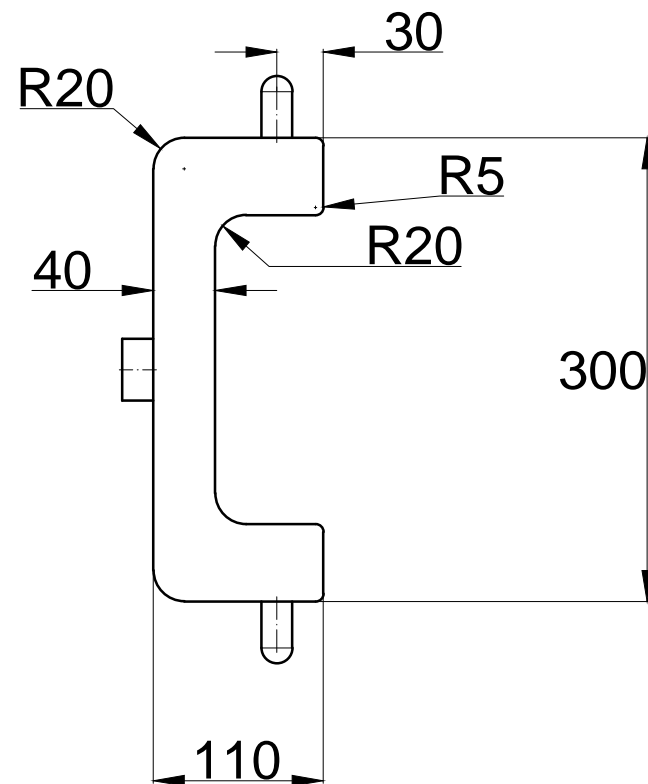
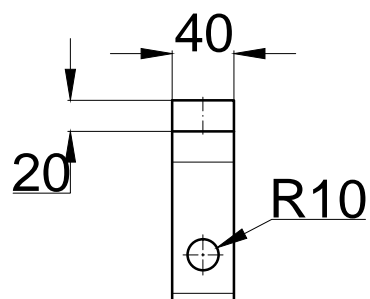
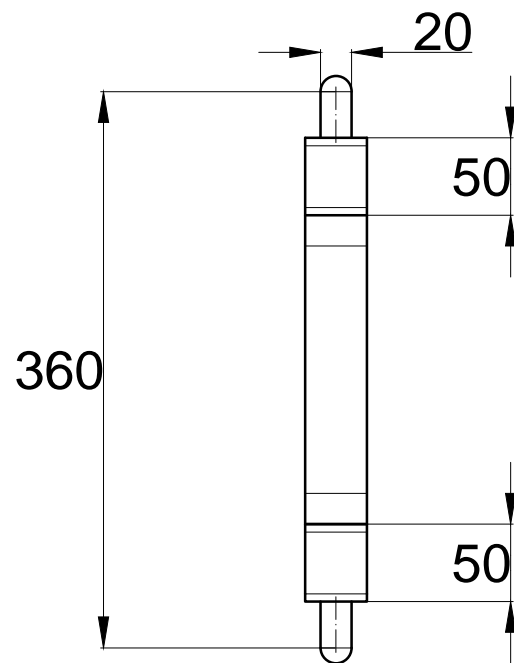
nº tubos	Øexterior	espesor	tolerancia	material
1	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>MENA , JAVIER</b>		
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		FIRMA:		
PLANO:  <b>UNION SUELO</b>		FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:4</b>	No PLANO: <b>21</b>



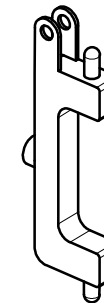
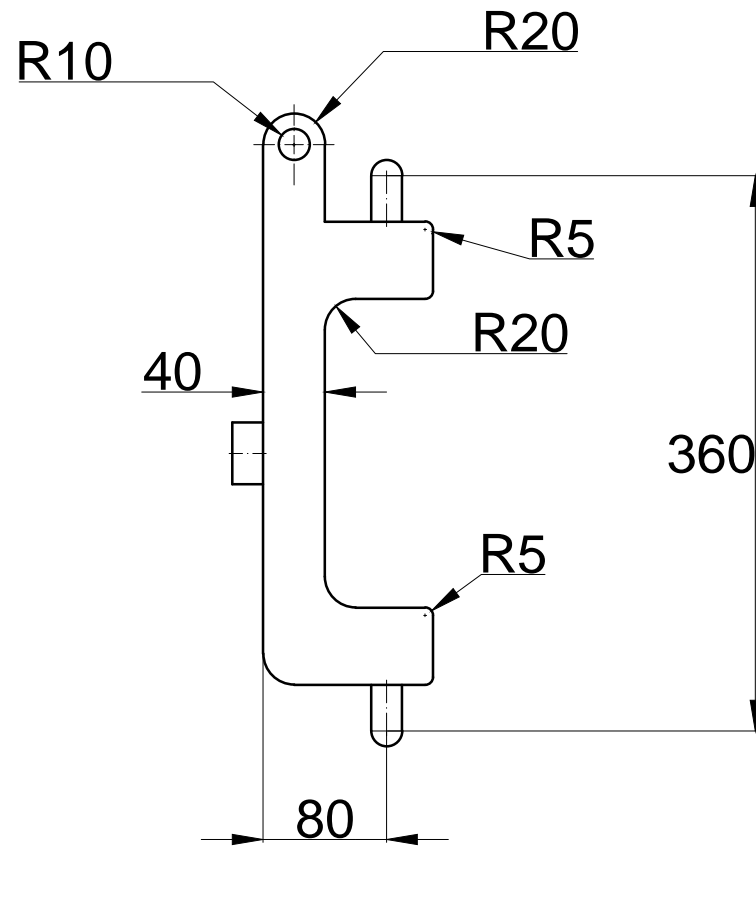
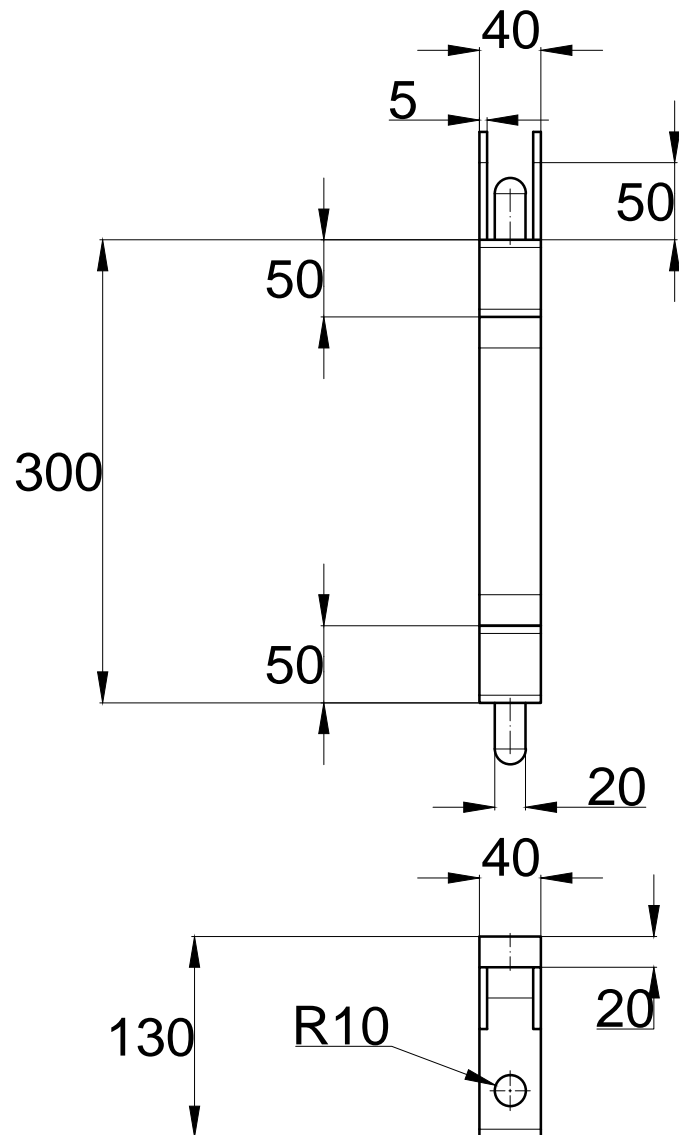
Ø exterior	espesor	tolerancia	material
40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO: <b>MENA, JAVIER</b>		
PLANO: <b>DELANTERA</b>		FIRMA:		FECHA: <b>20/10/11</b>	
		ESCALA: <b>1:18</b>		No PLANO: <b>4</b>	

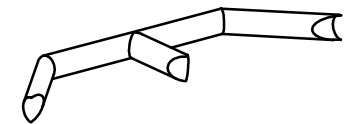
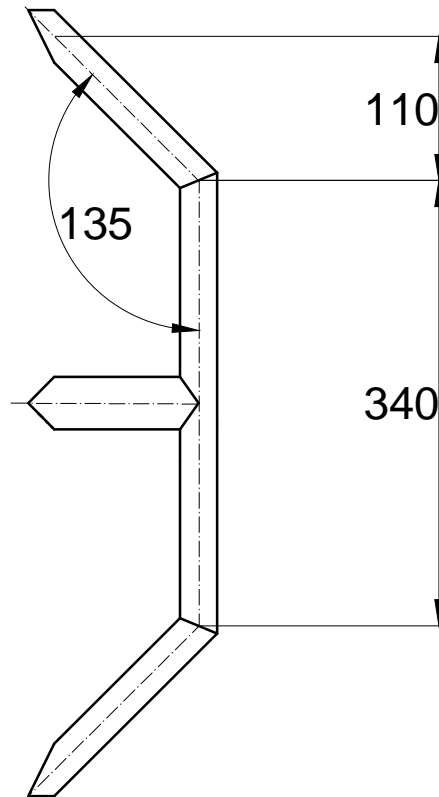
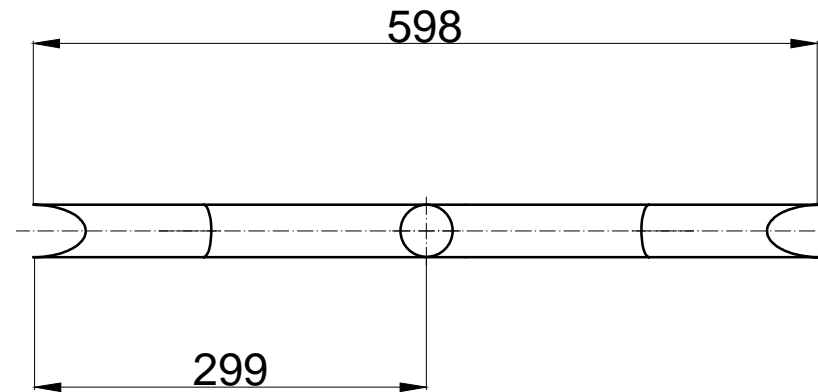
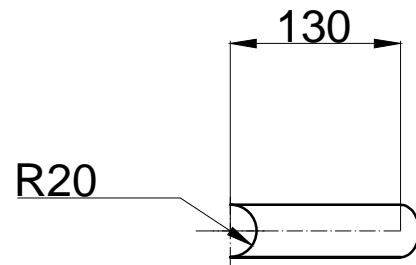


	Universidad Publica de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	<b>E.T.S.I.I.T.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
		<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>				REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
				FIRMA:		
PLANO:  <b>MANGUETA DELANTERA</b>				FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:5</b>	No PLANO: <b>5</b>



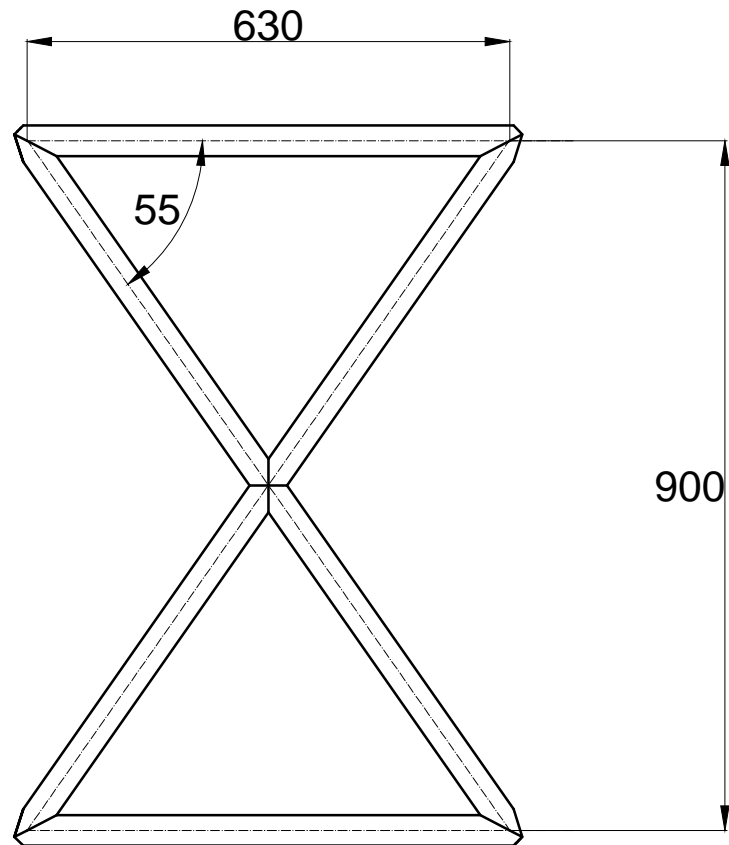


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>	REALIZADO: <b>MENA, JAVIER</b>
PLANO: <b>MANGUETA TRASERA</b>	FIRMA:	FECHA: <b>20/10/11</b>
	ESCALA: <b>1:5</b>	No PLANO: <b>6</b>

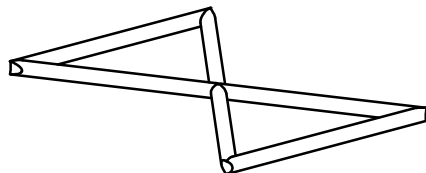


upna	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
<small>           upna            Universidad Pública de Navarra            Nafarroako Unibertsitate Publikoa            Todos los derechos reservados            Eskubide guztiak erreserbatu dira         </small>	40 mm	1,5 mm	± 0,15 mm	AISI 4130

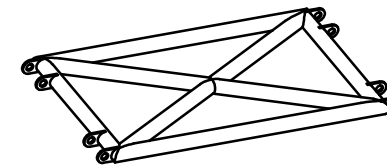
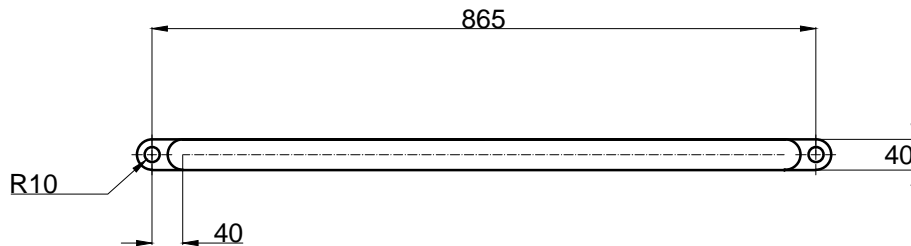
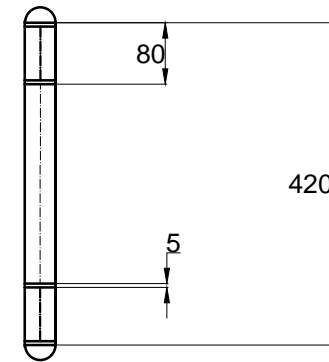
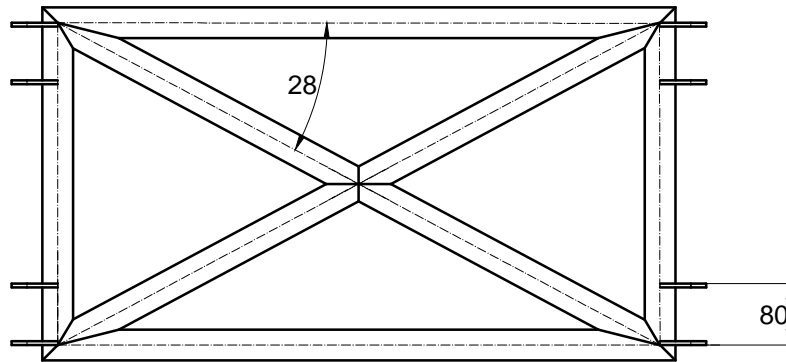
 <div>Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>			
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
		FIRMA:		
PLANO:  <b>PROTECCION LATERAL</b>		FECHA:  <b>20/10/11</b>	ESCALA:  <b>1:6</b>	No PLANO:  <b>7</b>



nº tubos	Øexterior	espesor	tolerancia	material
5	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130



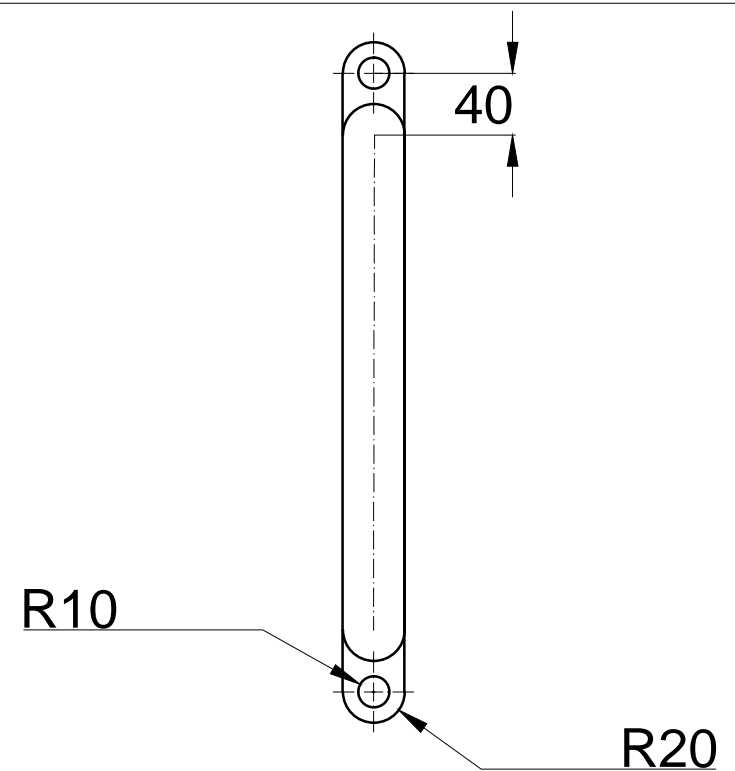
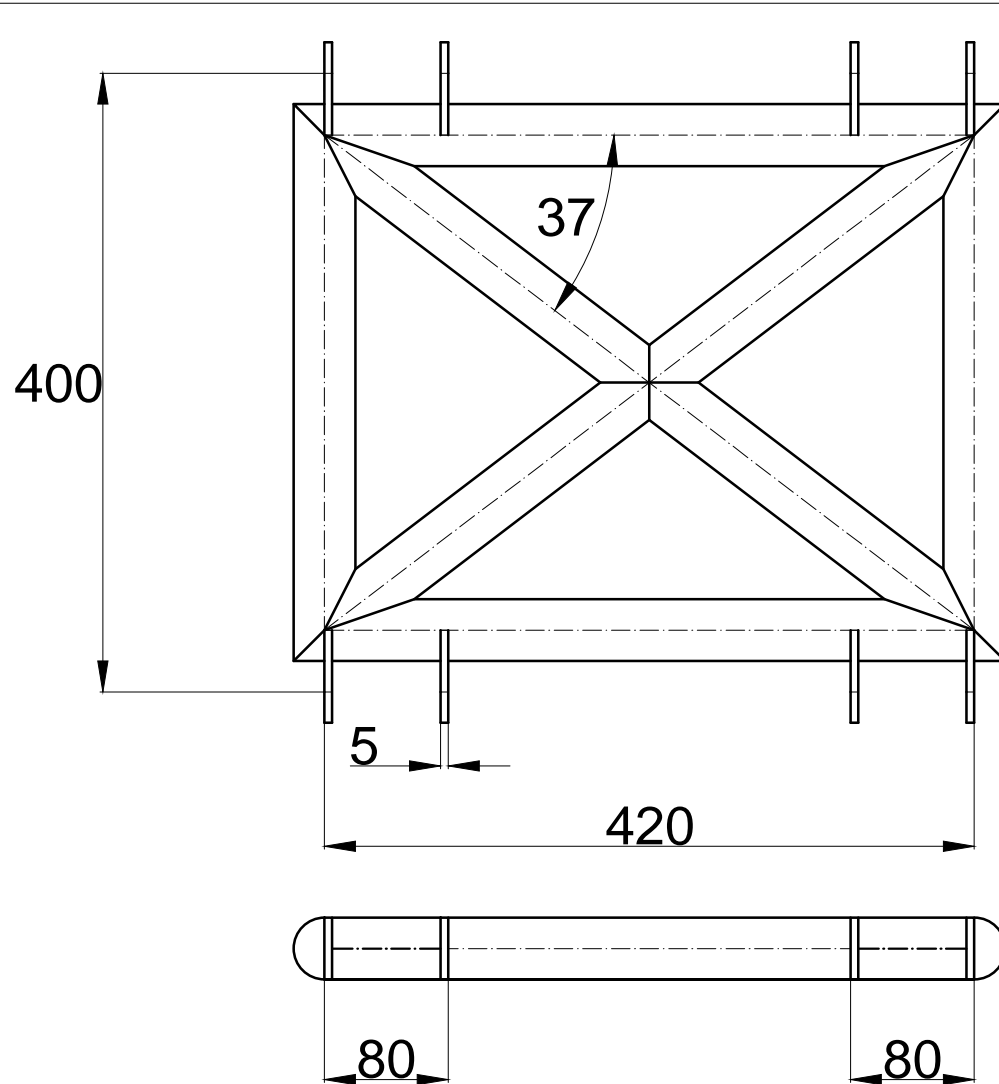
 <div>Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	<b>E.T.S.I.I.T.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>			REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
			FIRMA:		
PLANO:  <b>TECHO</b>			FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:10</b>	No PLANO: <b>8</b>



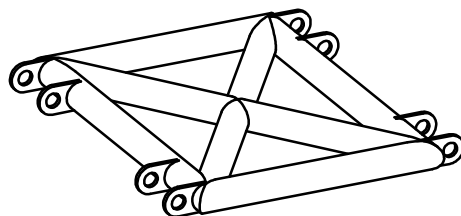
nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
upnā	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

Universidad Pública de Navarra  
 Nafarroako Unibertsitate Publikoa  
 Todos los derechos reservados  
 Eskubide guztiak erresalbatu dira

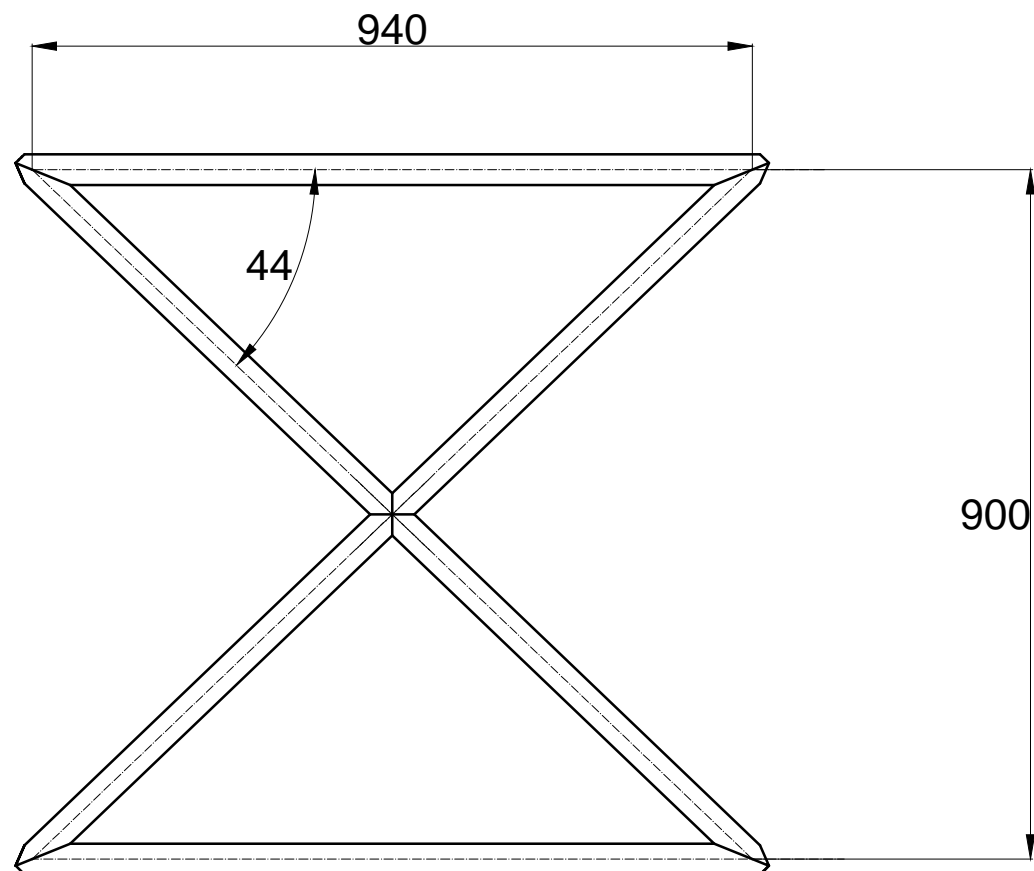
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO: <b>MENA, JAVIER</b>		
PLANO: <b>SUELO SUPERIOR</b>		FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:10</b>	No PLANO: <b>9</b>	



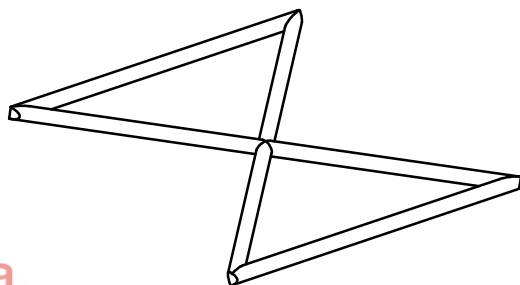
nº tubos	Øexterior	espesor	tolerancia	material
7	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130



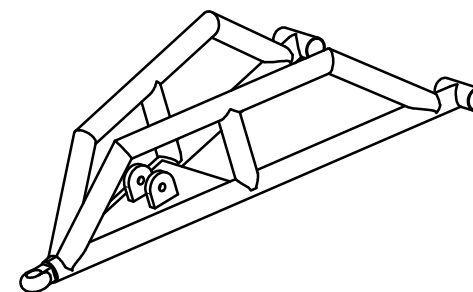
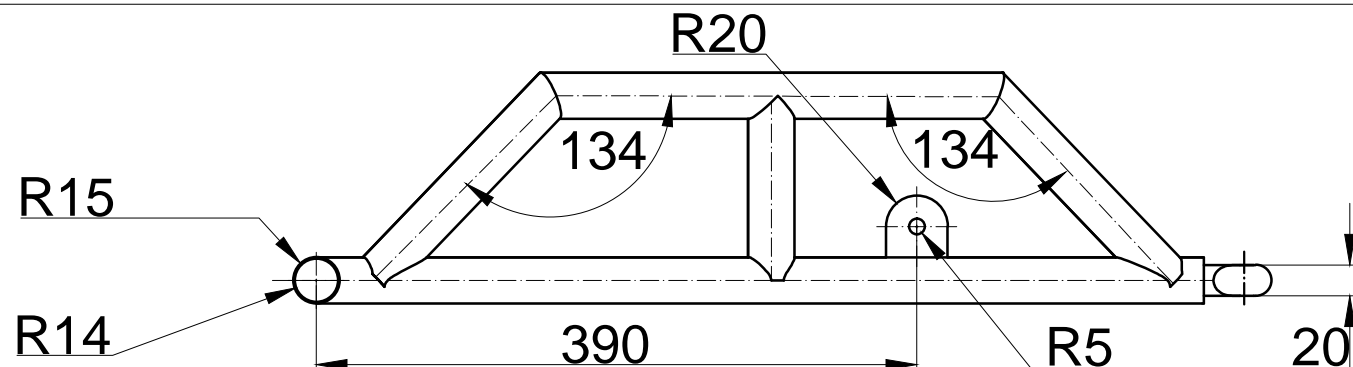
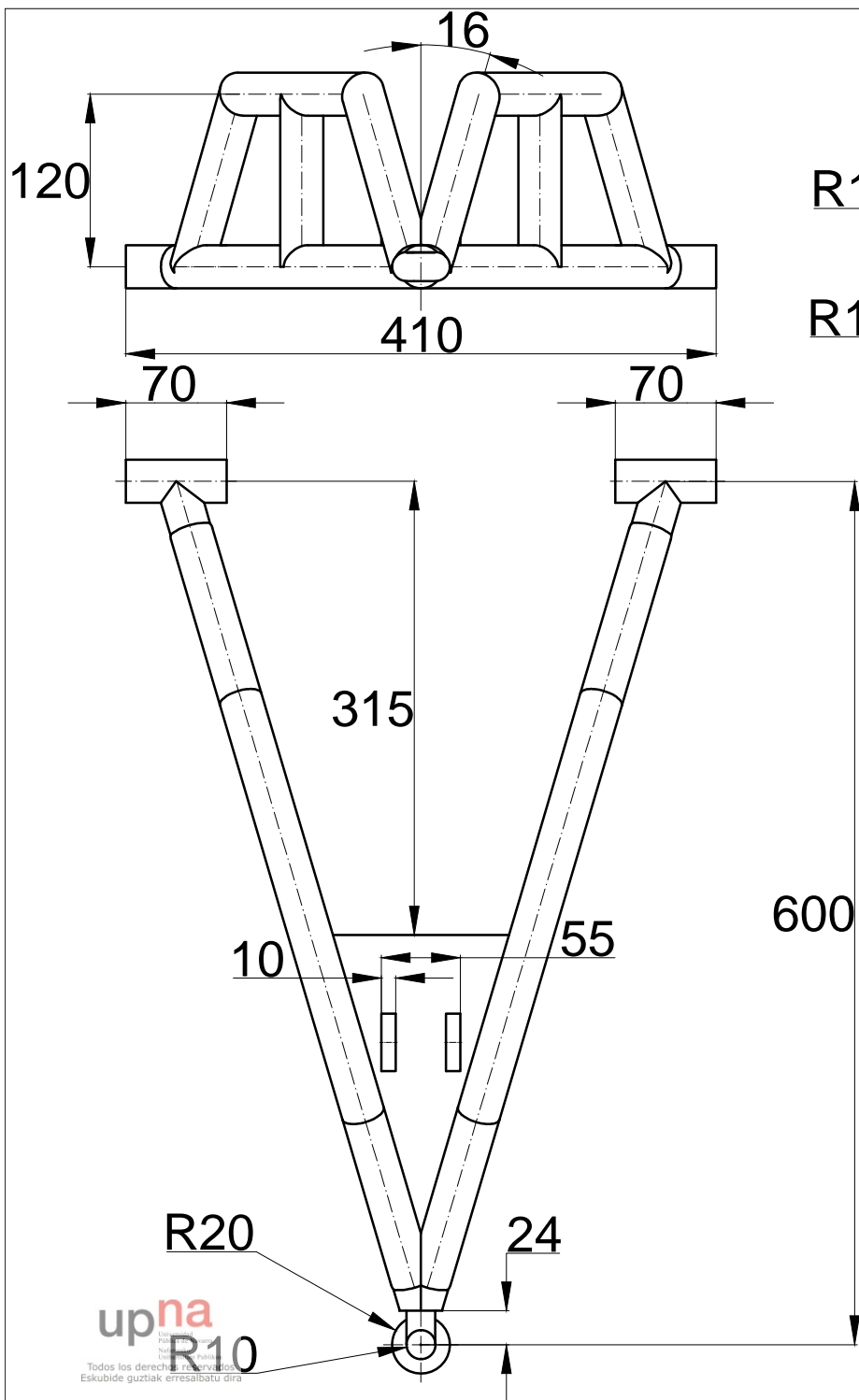
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO: <b>MENA, JAVIER</b>		
PLANO: <b>SUELO INFERIOR</b>		FIRMA:		FECHA: <b>20/10/11</b>	
		ESCALA: <b>1:5</b>		No PLANO: <b>10</b>	



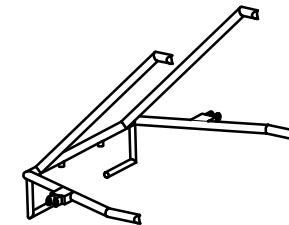
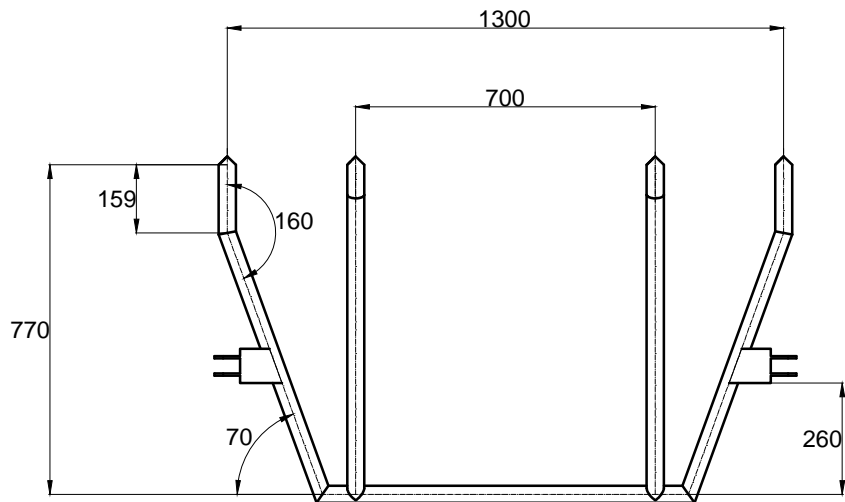
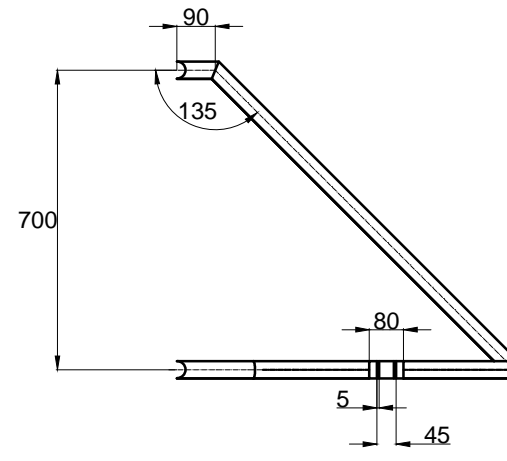
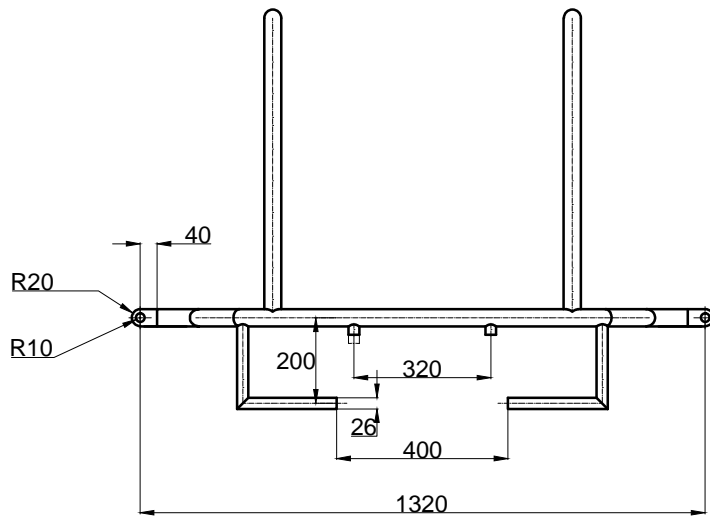
nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
4	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130



	Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
		<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>				REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
				FIRMA:		
PLANO:  <b>SUELO CENTRAL</b>				FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:10</b>	No PLANO: <b>11</b>




 Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	PROYECTO: <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		REALIZADO: <b>MENA, JAVIER</b>		
PLANO: <b>TRAPECIO DELANTERO INFERIOR</b>		FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:5</b>	No PLANO: <b>12</b>	

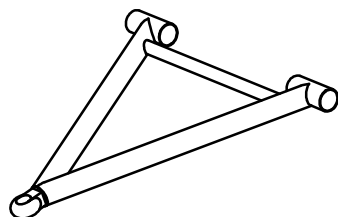
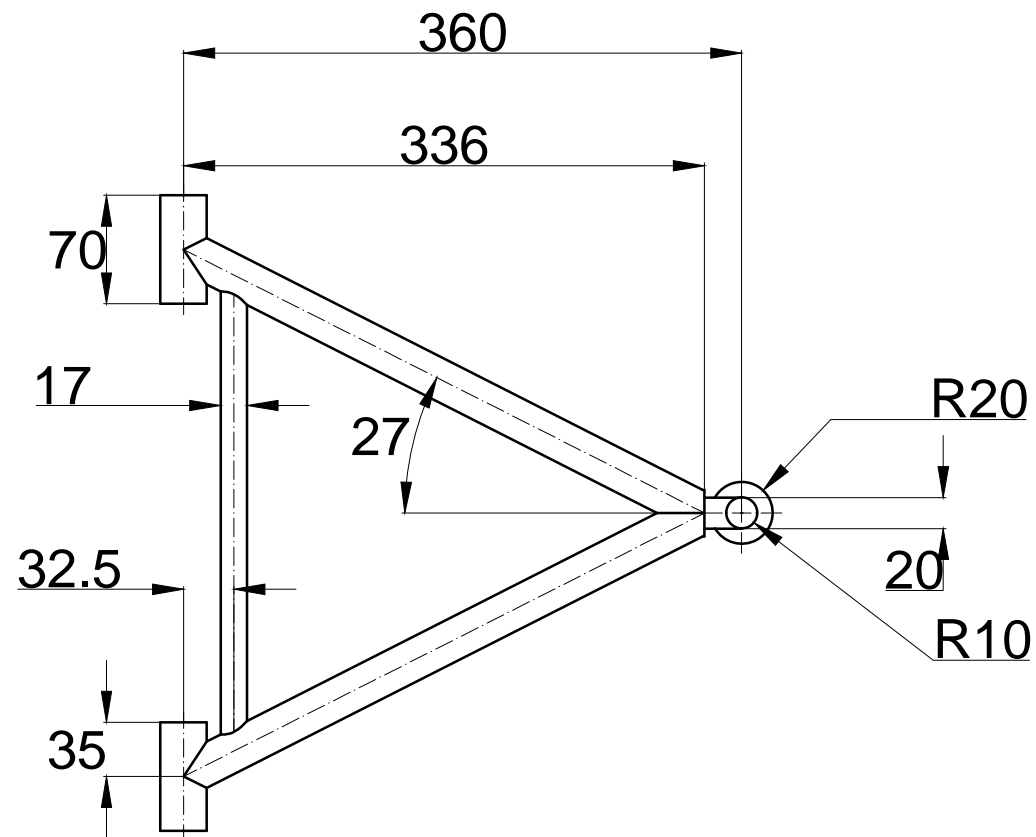
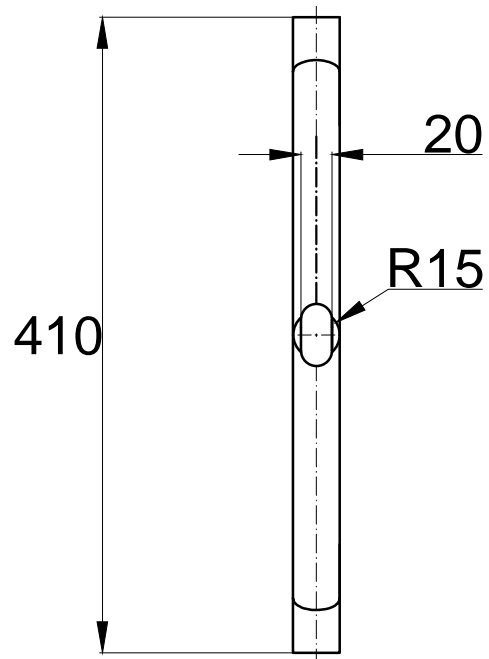


upna	nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
Universidad Pública de Navarra Universitatea Publică de Navarra Unibertsitate Publikoa	5	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

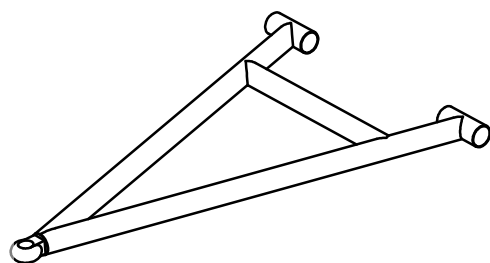
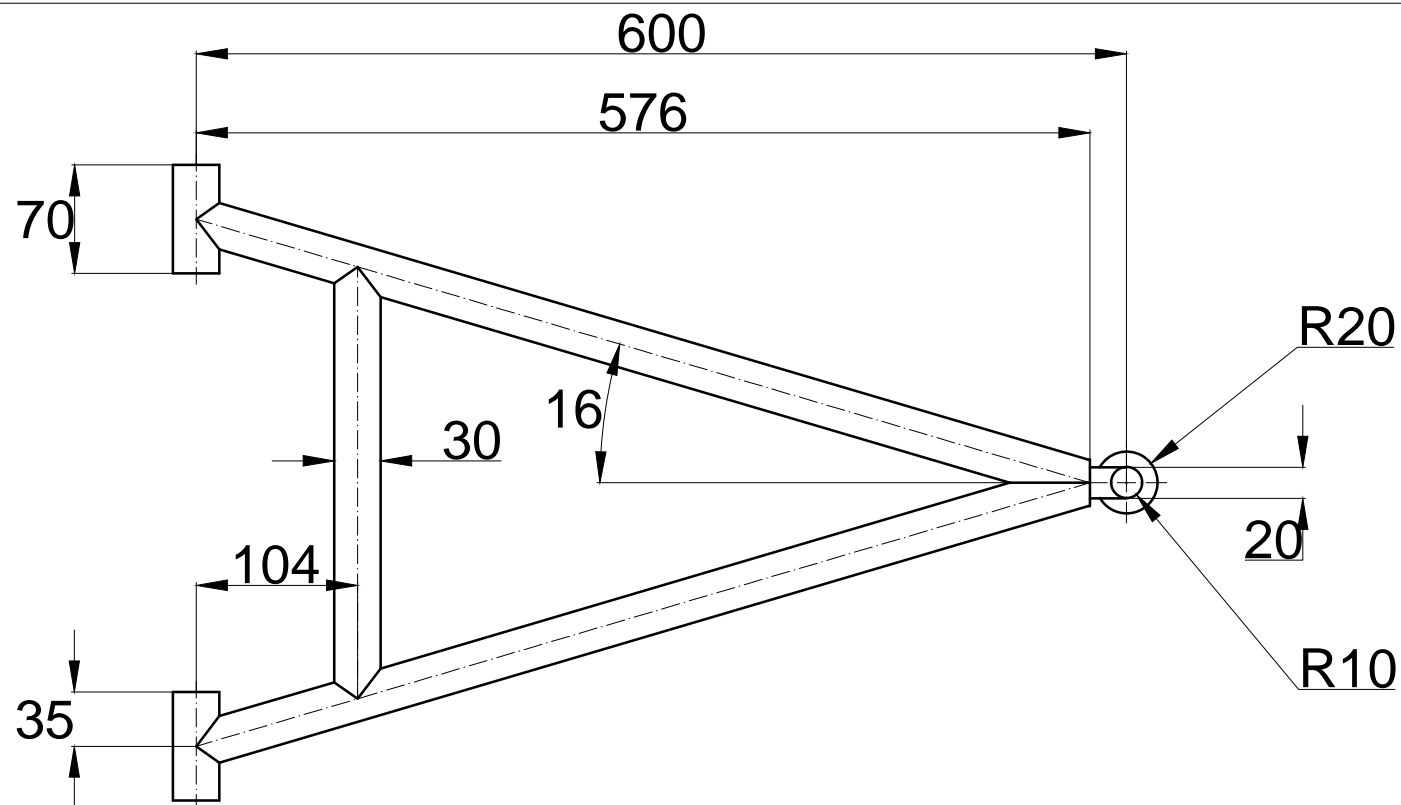
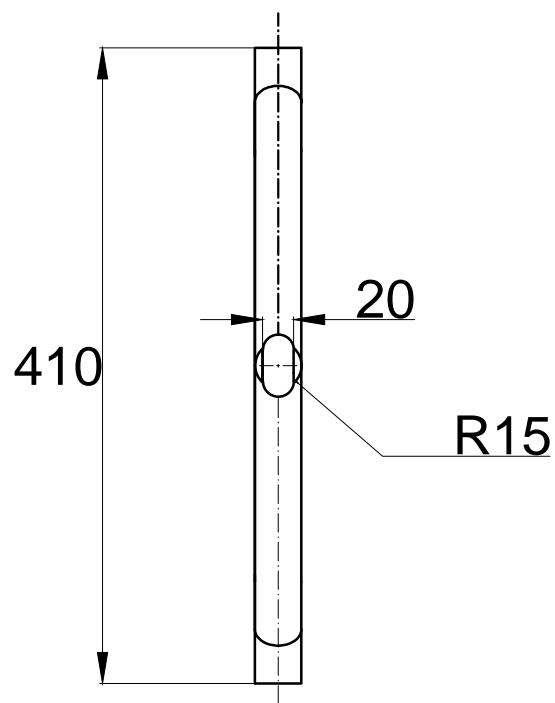
Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

 <div>Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO:  DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY			REALIZADO:  MENA , JAVIER		
			FIRMA:		
PLANO:  TRASERA			FECHA:  20/10/11	ESCALA:  1:18	No PLANO  13

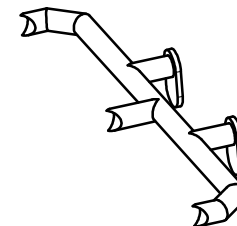
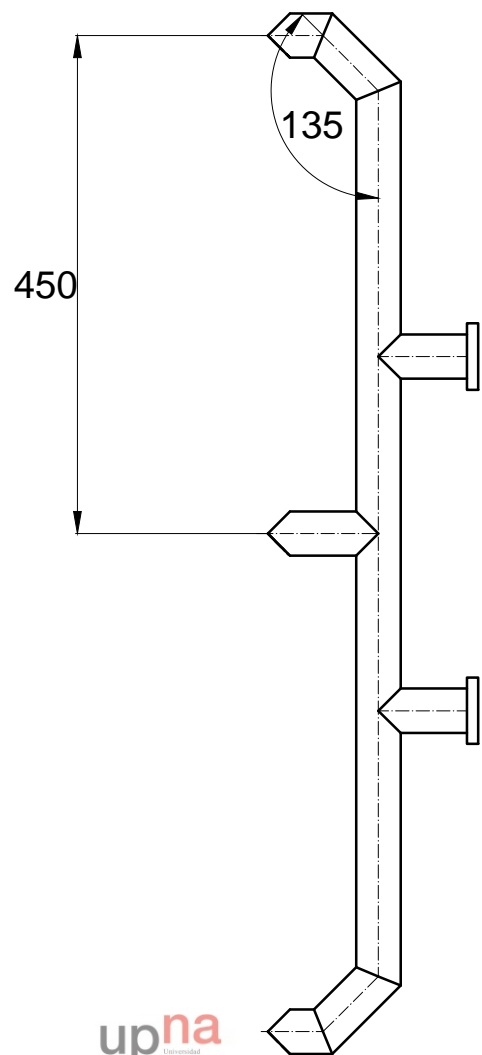
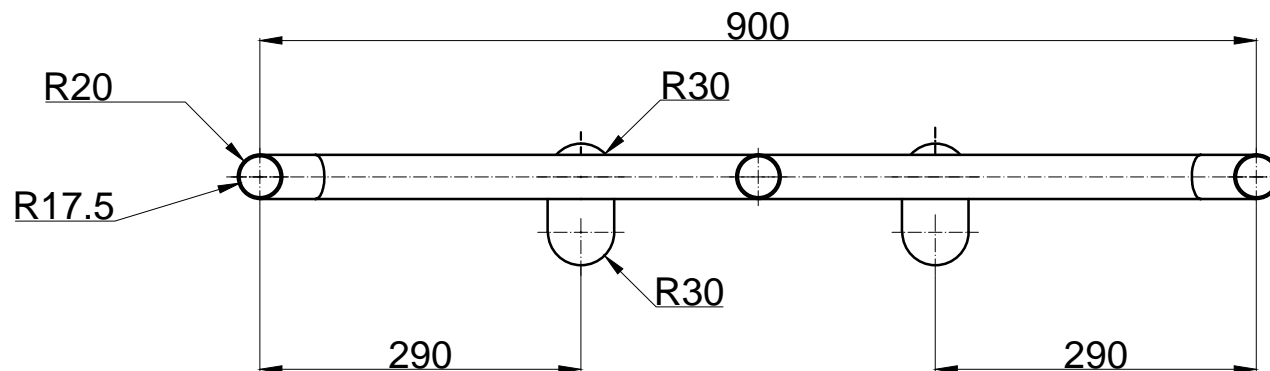
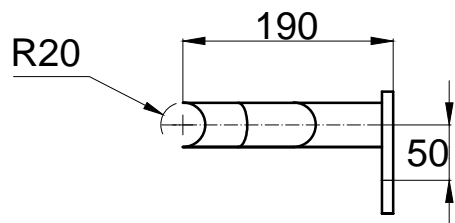




 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO:  DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY		REALIZADO:  MENA , JAVIER		
		FIRMA:		
PLANO:  TRAPECIO SUPERIOR		FECHA: 20/10/11	ESCALA: 1:5	No PLANO: 14

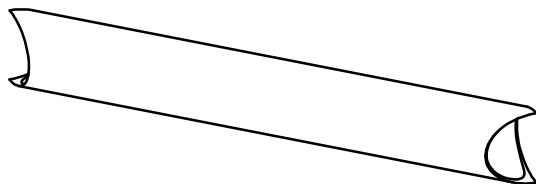
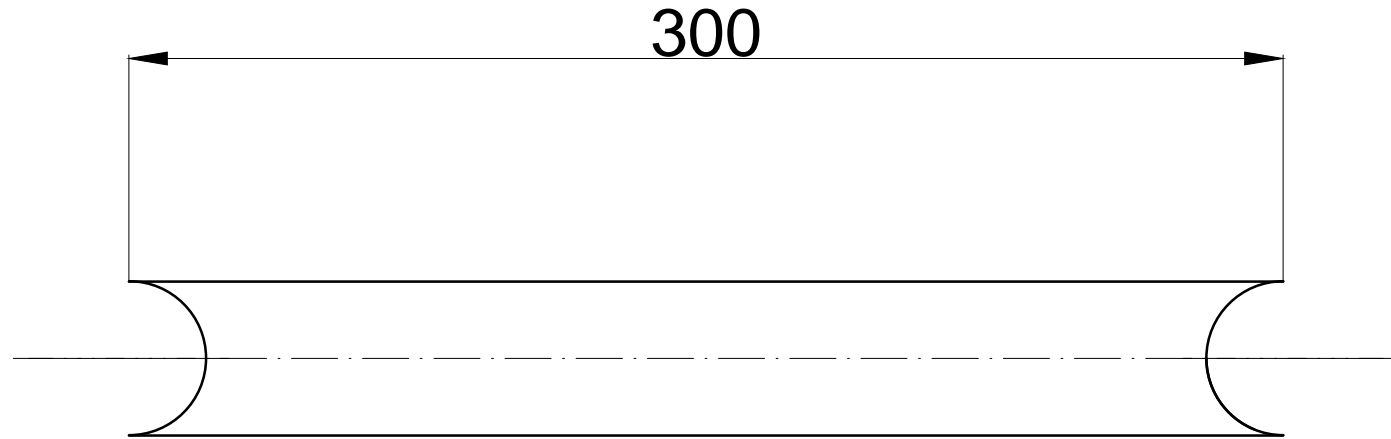
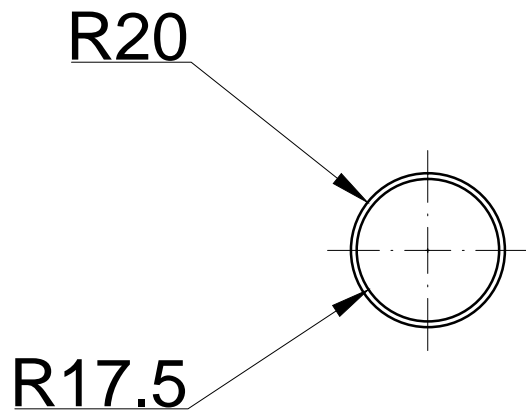


	Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>				REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
				FIRMA:		
PLANO:  <b>TRAPECIO TRASERO INFERIOR</b>				FECHA:  <b>20/10/11</b>	ESCALA:  <b>1:5</b>	No PLANO:  <b>15</b>



nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
4	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

	Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO:  DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY			REALIZADO:  MENA , JAVIER		
			FIRMA:		
PLANO:  UNION TRASERA			FECHA: 20/10/11	ESCALA: 1:7	No PLANO: 3



nº tubos	Øexterior	espesor	tolerancia	material
1	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

 Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>MENA , JAVIER</b>		
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>		FIRMA:		
PLANO:  <b>UNION 300</b>		FECHA: <b>20/10/11</b>	ESCALA: <b>1:2</b>	No PLANO: <b>17</b>

R20

R17.5

350

nº tubos	Øexterior	espesor	tolerancia	material
1	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN  
VEHICULO TIPO BUGGY**

REALIZADO:

**MENA , JAVIER**

FIRMA:

PLANO:

**UNION 350**

FECHA:

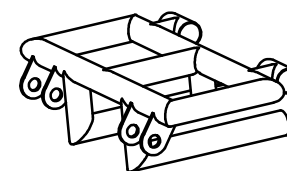
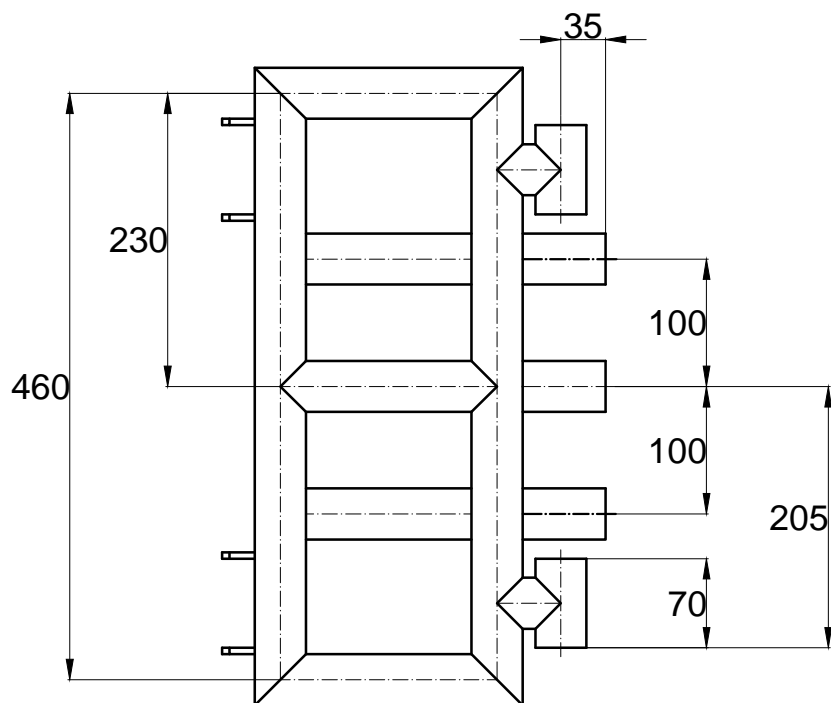
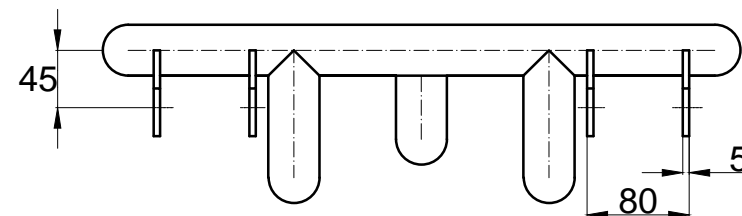
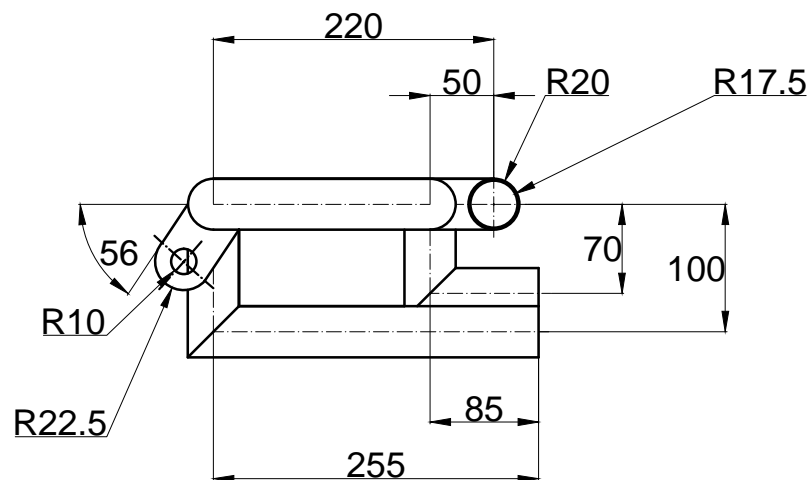
**20/10/11**

ESCALA:

**1:2**

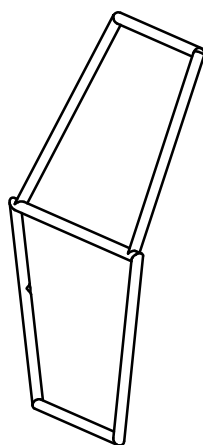
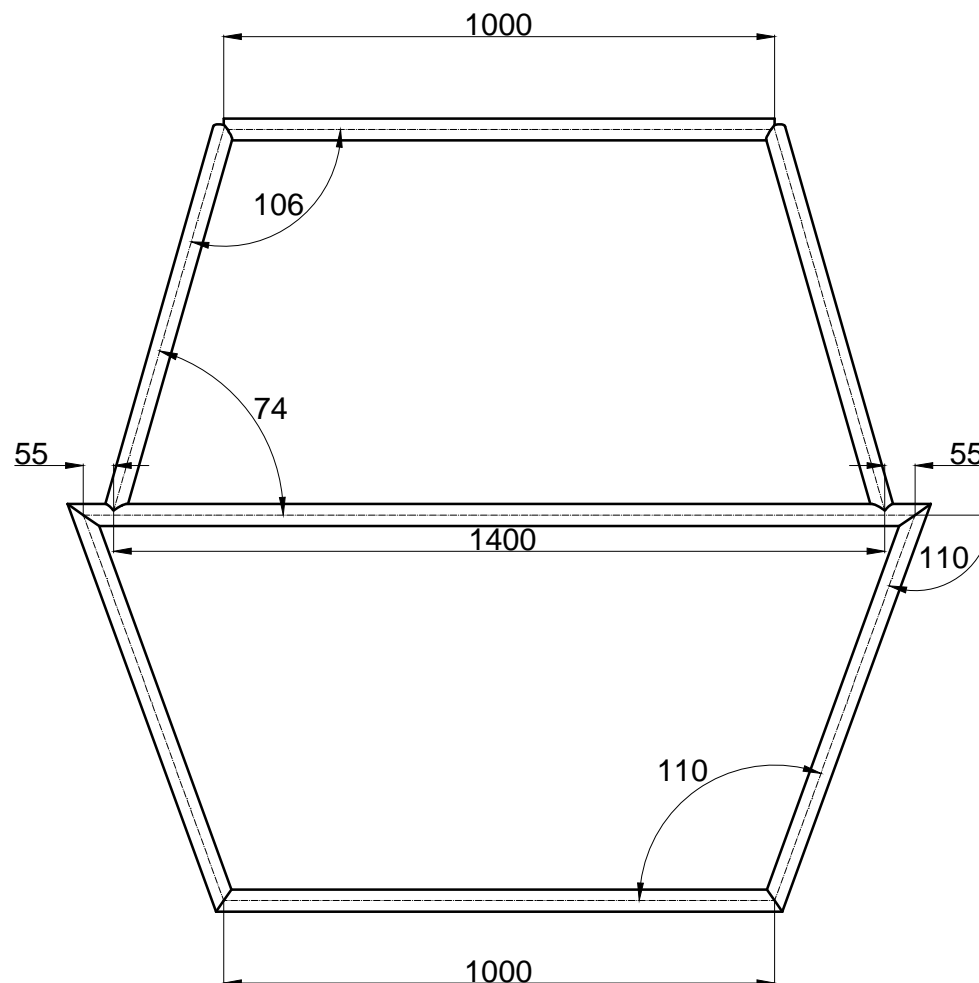
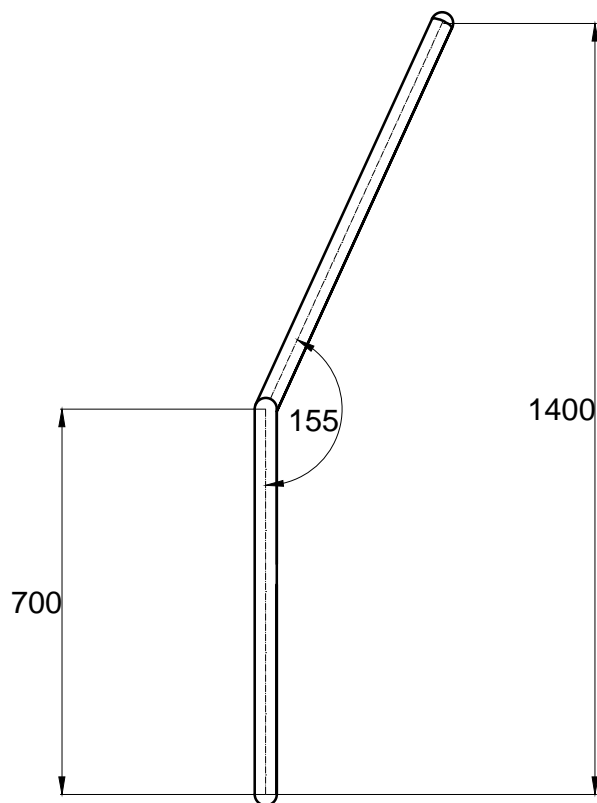
No PLANO:

**18**



nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
6	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

	Universidad Publica de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
		<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>				
PROYECTO:  <b>DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY</b>				REALIZADO:  <b>MENA , JAVIER</b>		
				FIRMA:		
PLANO:  <b>UNION CAJA-TRAPECIO</b>				FECHA:  <b>20/10/11</b>	ESCALA:  <b>1:6</b>	No PLANO:  <b>19</b>



nº tubos	Ø exterior	espesor	tolerancia	material
5	40	2,5mm	±1,5mm	AISI-4130

	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA,ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO:  DISEÑO Y ANALISIS DE UN VEHICULO TIPO BUGGY			REALIZADO:  MENA , JAVIER		
			FIRMA:		
PLANO:  UNION DELANTERA			FECHA: 20/10/11	ESCALA: 1:14	No PLANO 20



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

PLIEGO DE CONDICIONES

Javier Mena Barasoain

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011



## 1. PLIEGO DE CONDICIONES

- 1.1. herramientas de diseño
- 1.2. Definiciones
- 1.3. materiales
- 1.4. proceso de fabricación

## 1.1.- Herramientas de diseño

Las dos herramientas principales para el diseño del chasis han sido el CATIA V5/6 y el MARC-MENTAT . El primero se ha utilizado gracias a que permite implementar los módulos de CAD / CAE a nuestro diseño y el segundo fue utilizado para la utilización del FEM . También se ha utilizado el programa Matlab , concretamente la pestaña de simulink para la obtención de las gráficas correspondientes a las fuerzas ejercidas sobre los amortiguadores (muelles).

El proceso seguido para el diseño de la estructura tubular consiste en crear primeramente un producto echando mano de las herramientas informáticas seguido de un pertinente análisis para comprobar si el diseño es factible o no .

### ➤ Catia V5 / V6

Estas siglas en ingles son Computer Aided Three Dimensional Interactive Application , es un programa de CAD/CAM/CAE aunque en este proyecto la parte de CAM no es necesaria y no se utiliza fue elegido este programa por el potencial y capacidad que el mismo tiene , desde la creación del mismo hasta el análisis , y además por el conocimiento del manejo por parte del diseñador . La parte del análisis , al quedarse un poco escasa en este programa se optó por la utilización de otro programa que es específico para esta tarea como es el MARC-MENTAT que más adelante se detallara . Éste ha sido realizado y comercializado por la empresa francesa Dassault Systemes . Este programa está pensado para proporcionar apoyo desde la creación del diseño ( CAD ) , fabricación ( CAM ) y el análisis ( CAE ) de piezas y maquinaria que requieren de una implementación en 3D , planos , ensayos , ...

Inicialmente este programa fue creado para servir de ayuda y apoyo a la industria aeronáutica dada la gran capacidad que atesora . Actualmente , está siendo utilizado por la industria del automóvil en el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería porque ofrece un gran repertorio de posibilidades para implementar todo tipo de diseños en 3D , solicitudes , ... además contiene una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones o facilita la personalización del programa .

En Catia cada área de trabajo va asociada a un tipo de extensión diferente . En este proyecto se han utilizado tres grandes áreas identificables cada una por su extensión :

- El diseño de cada componente del chasis se realizara en el área de ” Mechanical design” gracias a la pestaña “Part design” (.CATPart )
- Ensamblaje de todos los componentes que forman la estructura tubular en el mismo área anterior pero en la pestaña “ Assembly design ” ( .CATProduct )

- Realización del mallado ( .CATAnalysis )

Este último punto se realiza gracias a la pestaña de “finite element modeling ” dentro de la sección de simulation . Aquí se va a exportar el mallado en un archivo con extensión ( .DAT ) en el cual habrá que realizar una modificación , debido sino a la incompatibilidad con el programa MARC-MENTAT , abriendo el archivo en un bloc de notas y reemplazando las comas por puntos .

Para terminar se ha de mencionar que también se ha utilizado la versión V6 del programa que es con la que se han creado las imágenes adjuntadas a la memoria del proyecto .

#### ➤ Marc-mentat

Marc-Mentat es programa potente y de uso general, el elemento no lineal finito facilita una solución de análisis para simular con precisión la respuesta de sus productos en escenarios estáticos, la carga dinámica y la física de varios. Versatilidad de Marc-Mentat en el modelado de comportamientos no lineales de material y transitoria condiciones ambientales lo hace ideal para resolver sus problemas de diseño complejos. Con sus innovadoras tecnologías y metodologías de modelado, Marc-Mentat le permite simular el comportamiento del complejo mundo real de los sistemas mecánicos por lo que es el más adecuado para hacer frente a su fabricación y los problemas de diseño en un único entorno.

Con los esquemas de solución, los cuales sean más inteligentes y están diseñados para proporcionar el rendimiento que uno necesita, explotando al máximo el hardware combinado con un facilidad de uso. La solución del modelado, proporciona la posibilidad de y explorar la linealidad inherente de la naturaleza. Ya sea que los problemas impliquen grandes deformaciones y tensiones, con Marc-Mentat puede centrarse en su mejora de sus diseños.

#### Facilidad de uso

La interfaz de usuario integrada de Marc-Mentat está diseñada para que incluso los usuarios principiantes configuren y resuelvan los complejos problemas no lineales en un corto período de tiempo. Los usuarios pueden ir desde un archivo CAD a un modelo completo FEA y post-procesamiento de los resultados en un único entorno integrado.

## ➤ Matlab

MATLAB es un entorno de computación y desarrollo de aplicaciones totalmente integrado orientado para llevar a cabo proyectos en donde se encuentren implicados elevados cálculos matemáticos y la visualización gráfica de los mismos. MATLAB integra análisis numérico, cálculo matricial, proceso de señal y visualización gráfica en un entorno completo donde los problemas y sus soluciones son expresados del mismo modo en que se escribirían tradicionalmente, sin necesidad de hacer uso de la programación tradicional.

MATLAB dispone también en la actualidad de un amplio abanico de programas de apoyo especializados, denominados Toolboxes, que extienden significativamente el número de funciones incorporadas en el programa principal. Estos Toolboxes cubren en la actualidad prácticamente casi todas las áreas principales en el mundo de la ingeniería y la simulación, destacando entre ellos el 'toolbox' de proceso de imágenes, señal, control robusto, estadística, análisis financiero, matemáticas simbólicas, redes neurales, lógica difusa, identificación de sistemas, simulación de sistemas dinámicos, etc. es un entorno de cálculo técnico, que se ha convertido en estándar de la industria, con capacidades no superadas en computación y visualización numérica.

De forma coherente y sin ningún tipo de fisuras, integra los requisitos claves de un sistema de computación técnico: cálculo numérico, gráficos, herramientas para aplicaciones específicas y capacidad de ejecución en múltiples plataformas. Esta familia de productos proporciona al estudiante un medio de carácter único, para resolver los problemas más complejos y difíciles.

### ORIGEN

MATLAB nace como una solución a la necesidad de mejores y más poderosas herramientas de cálculo para resolver problemas de cálculo complejos en los que es necesario aprovechar las amplias capacidades de proceso de datos de grandes computadores.

El nombre MATLAB viene de "matrix laboratory" (laboratorio matricial). MATLAB fue originalmente escrito para proveer acceso fácil al software matricial desarrollado por los proyectos LINPACK y EISPACK, que juntos representan el estado del arte e software para computación matricial. Hoy MATLAB es usado en una variedad de áreas de aplicación incluyendo procesamiento de señales e imágenes, diseño de sistemas de control, ingeniería financiera e investigación médica. La arquitectura abierta facilita usar MATLAB y los productos que lo acompañan para explorar datos y crear herramientas personalizadas que proveen visiones profundas tempranas y ventajas competitivas.

### CARACTERÍSTICAS DEL ENTORNO

Características de MATLAB :

- Cálculos intensivos desde un punto de vista numérico.
- Gráficos y visualización avanzada.
- Lenguaje de alto nivel basado en vectores, arrays y matrices.
- Colección muy útil de funciones de aplicación.

## ➤ Simulink

SIMULINK es un paquete de Software que se ejecuta acompañando a MATLAB para modelar, simular y analizar sistemas dinámicos.

Funciona sobre MATLAB, es decir, para iniciar SIMULINK es necesario entrar antes en MATLAB. Ambos programas están desarrollados y comercializados por *The MathWorks, Inc.* SIMULINK es soportado en sistemas Windows, Unix o Macintosh.

Simulink puede simular cualquier sistema que pueda ser definido por ecuaciones diferenciales continuas y ecuaciones diferenciales discretas. Esto significa que se puede modelar sistemas continuos en el tiempo, discretos en el tiempo o sistemas híbridos

SIMULINK puede trabajar con:

- Sistemas lineales y no lineales
- Sistemas en tiempo continuo, muestreados o un híbrido de los dos.
- Sistemas multifrecuencia

Posee una interfaz de usuario gráfica (GUI), con diagramas de bloques para construir los modelos utilizando operaciones con el ratón del tipo pulsar y arrastrar. De esta forma, posibilita dibujar los modelos de la misma forma que se harían con lápiz y papel. Esto supone un cambio radical respecto a los anteriores paquetes de simulación. Una vez contruidos los diagramas de bloques, se ejecutan simulaciones y se analizan los resultados, también de forma gráfica.

En SIMULINK se encuentran una amplia biblioteca de bloques de sumideros, fuentes, componentes lineales y no lineales y conectores. También se pueden personalizar y crear propios bloques.

Los modelos son jerárquicos, de forma que se pueden ver un sistema desde un nivel superior y entrando en los bloques se puede ir descendiendo a través de los niveles para ver con más detalle el modelo.

Las librerías principales de SIMULINK son

Sources (fuentes): Sirven para generar todo tipo de señales.

Sinks (sumideros): Se usan como salida o para visualizar la señal.

Discrete: elementos de sistemas lineales y en tiempo discreto (funciones de transferencia, diagramas de espacio-estado...)

Linear: elementos y conexiones para sistemas lineales y en tiempo continuo (sumadores, multiplicadores...)

Nonlinear: operadores no lineales (funciones arbitrarias, saturación, retrasos...)

Connections: Multiplexores, Demultiplexores, etc...

Además, existen una gran cantidad de Demos y de funciones complementarias.

Después de definir un modelo, se puede simular utilizando cualquiera de los métodos de integración disponibles, desde el menú de órdenes de SIMULINK o introduciendo órdenes directamente desde la línea de comando de MATLAB. Con los bloques de visualización se pueden ver los resultados de la simulación mientras se está ejecutando. Además, los resultados de la simulación se pueden transferir al espacio de trabajo de MATLAB para su posterior tratamiento. También se pueden usar las utilidades de los TOOLBOXES de aplicación de MATLAB.

## 1.2.- Definiciones

- CAD ( diseño asistido por ordenador ) : utilización de un amplio abanico de herramientas . Éstas se pueden dividir en programas de dos dimensiones ( 2D ) y de tres dimensiones ( 3D ) . Las herramientas de dibujo de los primeros se basan en entidades geométricas como pueden ser puntos , líneas , arcos , ... con lo que se tiene la posibilidad de operar a través de una interfaz gráfica . Los programas en tres dimensiones añaden a lo anterior superficies y sólidos , cuyo objetivo final es la definición de la geometría y / o trigonometría alámbrica del producto a diseñar .

Las capacidades y posibilidades del sistema 3D son enormes , pudiendo realizar un gran número de tareas como pueden ser la visualización en pantalla del modelo en tres dimensiones , la obtención de secciones dibujando alzados y plantas automáticamente , calcular volúmenes , ... de manera fácil e instantáneamente .

Debido e esto último se han reducido muchísimo los tiempos de realización de todo tipo de operaciones con tan solo elegir un parámetro en el programa .

Actualmente la aplicación de la tecnología CAD es indispensable porque proporciona una mejora de la calidad , disminuye costes y simplifica diseños y producción .

- CAE ( ingeniería asistida por ordenador ) : Gracias a estas aplicaciones se puede analizar el comportamiento de la pieza anteriormente diseñada por el sistema CAD ante modificaciones que se pueden deber a cambios de temperatura , esfuerzos de comprensión , ... Todo ello va a permitir elegir el material más adecuado para la pieza al igual que va a permitir efectuar los cambios oportunos para la mejora del rendimiento de la misma.

La posibilidad de llevar a cabo una serie de simulaciones antes de la construcción de la pieza va a traer consigo una reducción notable del

tiempo de preparación de los prototipos , con los cuales se podrán seleccionar los materiales tras realizarles las pertinentes pruebas.

Con el CAE la modificación del material en la pieza solo llevara unos segundos que es lo que cuesta selección la pestaña adecuada en el programa .

Gracias a esta técnica se puede conocer la fiabilidad , el rendimiento , ... de la pieza con hacer menos pruebas , que sin esta técnica , sobre los prototipos .

Esta técnica también es conocida como Elaboración Virtual de Prototipos o Virtual Prototyping , debido a que permite la simulación de la pieza de forma virtual .

- CAM(fabricación asistida por ordenador) :una vez que se ha llegado a la conclusión de la parte del diseño de la pieza y se han llevado acabo simulaciones y análisis sobre su estructura ante diversas situaciones de funcionamiento, se da paso a la etapa de fabricación. A este proceso se le denomina CAM, a partir de los diseños anteriormente realizados en el CAD, se crearan y diseñaran los dispositivos y programas de control numérico, los cuales serán los encargados de controlar y supervisar el trabajo de las distintas maquinas utilizadas para la construcción con el fin de que el resultado coincida exactamente con el diseño anteriormente realizado en el menor tiempo posible.

Gracias a este sistema, se pueden simular los movimientos de las herramientas utilizadas para la fabricación con el fin de prevenir posibles interferencias entre herramientas y materiales, además de informar de si pudiera haber algún error en la programación del programa de la herramienta.

CAM da la posibilidad de acortar los tiempos de fabricación, además de porque realiza mas rápido las operaciones que si las realizase un operario, elimina las correcciones que podrían tener que realizarse después de la fabricación por parte de la persona.

- FEM ( Método de elementos finitos ) : Es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales . La solución obtenida es solo aproximada , coincidiendo con la solución exacta solo en un número finito de puntos llamados nodos . En el resto de puntos que no son nodos , la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados

obtenidos para los nodos , lo cual hace que la solución sea solo aproximada debido a ese último paso .

El FEM convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio , resultando finalmente solo una solución aproximada . El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto nodos . Dicho conjunto forma una red , denominada malla formada por retículos . Cada uno de éstos es un elemento finito . El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada , pudiendo ser superficies , volúmenes y barras .

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular de las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa FEM se dividen en :

1. Preproceso : definición de geometría , generación de malla asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades.
2. Cálculo : como su nombre indica y se inicia una vez finalizado el preproceso .
3. Postproceso : se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos.

Al conjunto de todas las herramientas descritas anteriormente, formaran parte del PLM. Se denomina así, a la administración del ciclo de vida de un producto. Este está formado por una serie de capacidades que permiten una empresa administrar e innovar eficientemente sus productos y los servicios relacionados con ellos, manteniendo una trazabilidad de los mismos.

### 1.3.- Materiales

Para el presente proyecto, se han analizado dos tipos distintos de materiales con distinta configuración.

En la siguiente tabla, puede observarse las características de cada una de las configuraciones.



	AISI 4130	AISI 4130	ALUMINIO (6061-T6)	ALUMINIO (6061-T6)
<b>Mod.elasticidad</b>	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$	$7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$	$7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
<b>Coef.poisson</b>	0,3	0,3	0,33	0,33
<b>densidad</b>	$7850 \text{ Kg / m}^3$	$7850 \text{ Kg / m}^3$	$2700 \text{ Kg / m}^3$	$2700 \text{ Kg / m}^3$
<b>Diámetro</b>	40 mm	40mm	40mm	40mm
<b>espesor</b>	2,5mm	1,25mm	2,5mm	5mm

Primeramente se analizará las propiedades del acero, para al término del mismo, pasar a estudiar el aluminio.

<b><u>PROPIEDADES FISICAS</u></b>	
Densidad( $\text{g/cm}^3$ )	7.85
Coefficiente de dilatación( $^{\circ}\text{C} \cdot 10^6$ )	12
Módulo de elasticidad(MPa)	210000
Mód.de elas. transversal( $\text{N/m}^2$ )	$8,1 \cdot 10^{11}$
Coefficiente de poisson	0.3

La especificación del material sería un acero AISI 4130. Esta nomenclatura de los aceros es mediante el sistema S.A.E. – AISI. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química ; uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química .

En este sistema el acero se clasifica con cuatro dígitos . Los dos primeros se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dan la cantidad de carbono presente en la aleación . Debido a ello , el AISI 4130 estará compuesto por molibdeno y manganeso en la aleación y por un 0.3% de carbono .

El molibdeno mejora notablemente la resistencia a la tracción , la templabilidad , resistencia a la fragilidad causada por el temple y la resistencia al

creep de los aceros ( deformación por fluencia lenta ) . Su bajo contenido de carbono la da buenas características de soldabilidad . El molibdeno aumenta la resistencia de los aceros en caliente .

Por otro lado , el manganeso se añade como elemento de adición para neutralizar la influencia del azufre y del oxígeno . También actúa como desoxidante y evita , en parte , que en la solidificación del acero se produzcan porosidades perjudiciales . Además , sin el manganeso los aceros no se podrían laminar ni forjar porque al tener azufre , éste hace que a la hora de trabajos en caliente funda el acero.

A continuación se reflejan en la tabla la composición química del acero utilizado.

<b><u>ACERO AISI-4130</u></b>	
Si	0.15-0.35
C	0.28-0.33
Mn	0.4-0.6
P	0-0.035
S	0-0.040
Cr	0.8-1.10
Mo	0.15-0.25

A continuación se realizará un análisis del aluminio.

El tipo de aluminio es de la serie 6000 , concretamente el 6061 al cual se le realiza un tratamiento T6 para alcanzar una resistencia de 290MPa. La peculiaridad de este aluminio es que sus materiales aleantes principales son el silicio ( tiene propiedades intermedias entre el C y el germanio ) y el magnesio ( material liviano , medianamente fuerte ) . Se ha optado por este material ya que se emplea para componentes de los automóviles.

En la tabla siguiente son mostrados los porcentajes de los distintos materiales de los que se compone el aluminio utilizado en este proyecto.

<b><u>ALUMINIO 6061</u></b>	
Si	0.4-0.8
Fe	0.7
Cu	0.15-0.4
Mn	0.15
Mg	0.8-1.2
Cr	0.04-0.35
Zn	0.25
Ti	0.15

<b><u>PROPIEDADES FISICAS</u></b>	
Densidad(g/cm <sup>3</sup> )	2.7
Coefficiente de dilatación(°C*10 <sup>6</sup> )	23.6
Rango de fusión	575-650
Conductividad térmica(W/m°C)	Temple T6:167
Módulo de elasticidad(MPa)	70000
Resistividad a 20°C(μΩm)	Temple T6:4.0
Coefficiente de poisson	0.33
Calor específico(°C)	940

## PROPIEDADES TECNOLÓGICAS

PROCESO		CLASIFICACION
<b>Soldabilidad</b>	Electro Beam	Muy buena
	TIG o MIG	Buena
	Por resistencia	Buena
	Brazing	Buena
<b>Maquinabilidad(templeT6)</b>	Corte de viruta	Aceptable
	Brillo	Muy buena
<b>Resistencia a la corrosión</b>	Agentes atmosféricos	Muy buena
	Ambiente marino	Buena
<b>Anodizado</b>	Protección	Muy buena
	Brillante	Aceptable
	Duro	Muy buena

## PROPIEDADES MECANICAS

Dureza Brinell: 65

### PRINCIPALES PROPIEDADES DEL ALUMINIO

**LIGERO**- El aluminio es el más ligero de todos los metales para uso estructural, a excepción del magnesio. El aluminio pesa la tercera parte que el hierro y el cobre.

**RESISTENCIA MECÁNICA**- El aluminio tiene la resistencia para trabajos pesados, por lo general esta resistencia se obtiene mediante aleaciones de aluminio adicionando metales como magnesio, silicio, .. las aleaciones de aluminio pueden ser tan resistentes como algunos aceros.

**ELASTICIDAD**- La elasticidad de un material es la medida de su capacidad para regresar a su forma original, después de que ha sido deformada por fuerzas externas. La elasticidad de los metales depende del tratamiento metalúrgico que tienen. Se puede decir, en general, que la elasticidad viene acompañada de dureza, esto significa que el aluminio puede ser más o menos elástico como lo requiera su aplicación.

**RESISTENCIA A LA CORROSIÓN**- En un ambiente en el que el aire este húmedo, se forma una película fina resistente de óxido de aluminio que protege que la oxidación avance hacia el interior del metal.

**CONDUCTIVIDAD ELECTRICA**- Las aleaciones de aluminio son los mejores conductores de electricidad económicos disponibles porque manejan sobre dos veces la

corriente que el cobre en relación a su peso. El aluminio puro tiene una conductividad eléctrica del 65% y algunas aleaciones del 55%.

**CONDUCTOR DEL CALOR**- El aluminio es un excelente conductor. Lo conduce tres veces mejor que el acero.

**REFLEJA LA ENERGÍA RADIANTE**- Las superficies pulidas de aluminio son excelentes reflectores de la energía radiante.

**NO MAGNETICO**- Para efectos prácticos, el aluminio es no magnético, lo que le hace que sea de los pocos metales apropiados para proteger ciertas aplicaciones eléctricas y electrónicas.

**INFLAMABLE**.-Aunque es un excelente conductor eléctrico, no produce chispas. Esto es una propiedad esencial en productos usados con alta inflamabilidad o materiales y ambientes explosivos.

**NO TOXICO**- Es usado en industrias que procesan productos alimenticios.

#### 1.4.-Proceso de fabricación

En los apartados que a continuación serán desarrollados se va a ir especificando el método o proceso de fabricación que se utilizaría en el caso de llevar algún día este proyecto a la práctica , es decir , construir el buggy . El proceso se podría dividir en cuatro grandes bloques que más adelante se irán desmembrando : Primeramente , se ha de realizar el cortado de tubos y / o chapas ( en el caso que se incluyesen las mismas en el proyecto ) luego se realizaría el curvado de los tubos para su posterior unión mediante soldadura y por último se le daría un tratamiento superficial a toda la estructura para protegerlo contra el paso del tiempo .

Todos los costes y gastos dedicados para el proceso de fabricación del chasis van a formar una partida muy importante de dinero en el coste final del vehículo , debido a ello habrá que estudiarlos y planificarlos exhaustivamente para tratar de reducir al mínimo estos .

Una de las formas que se puede realizar para abaratar los costes y gastos seria diseñar la mayor parte del chasis tubular con tubos de igual diámetro y espesor para así comprar tubos de dimensiones muy largas ,los cuales se irán cortando a la medida exacta para hacer los acoples , de manera que el número de uniones soldadas se reduzcan lo más posible .

Todo proceso de fabricación debe de estar planificado de tal forma que el material que entre en el taller se encuentre predestinado en la fabricación del chasis mediante un avance y desarrollo de forma unidireccional siguiendo los pasos que a continuación se exponen :

- 1.Marcado de tubos
- 2.Corte y/o serrado de los tubos
- 3.Curvado de las barras

4.Preparación de los bordes de los tubos para soldar

5.Soldadura de los tubos

6.Tratamiento superficial de la estructura

Antes de comenzar con la explicación de estos procesos se va a exponer el tipo de material que se utilizaría en la construcción del chasis : el acero .

El chasis de este proyecto ha sido diseñado completamente en acero debido al barato coste del mismo . Los perfiles de acero pueden estar conformados en caliente , que pueden presentar curvaturas o no , o conformados en frio que siempre van soldados .

#### Acero conformado en caliente

Éste presenta un tamaño de grano grande por lo que después de ser conformado ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades mecánicas ya que éstas mejoran con el tamaño de grano fino . Actualmente la implantación de nuevos aceros microaleados ha permitido eliminar los costosos tratamientos finales que eran necesarios para conseguir las propiedades mecánicas necesarias .

#### Acero conformado en frio

Esta técnica elimina los procesos finales obteniendo una ventaja competitiva en el mercado ya que el coste es menor . En algunos casos se puede obtener directamente la pieza final dentro de tolerancias cosa que en el caliente es realmente difícil . Con este método se consiguen buenas propiedades mecánicas sin necesidad de tratamientos térmicos posteriores .

Los tubos utilizados en este proyecto son de sección circular y como se observó en los resultados obtenidos en los análisis , las tensiones máximas no son demasiado altas en el funcionamiento normal del chasis con lo que las propiedades del acero elegido no habría que someterlas a ningún tipo de pos tratamiento .

#### Propiedades mecánicas y físicas

<b><i>PROPIEDADES FISICAS</i></b>	
Densidad(g/cm <sup>3</sup> )	7.85
Coefficiente de dilatación(°C*10 <sup>6</sup> )	12
Módulo de elasticidad(MPa)	210000
Mód.de elas. transversal(N/m <sup>2</sup> )	8,110 <sup>11</sup>
Coefficiente de poisson	0.3

## Soldabilidad del acero

El parámetro fundamental de los aceros desde el punto de vista de la soldabilidad es el valor de carbono equivalente ( CEV ), que se establece para cada tipo de acero según los componentes del mismo

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{(Cr + Mo + V)}{5} + \frac{(Ni + Cu)}{15}$$

Cada valor químico introducido en la formula ha de ser sustituido en % . Este parámetro mide en parte la susceptibilidad de fractura en frio de la zona afectada térmicamente .

Para espesores menores de 16 mm . ( Que es donde este proyecto se encuentra ) se considera que si el CEV es menor que 0,4 no aparecen grietas . Si esta entre 0.4 y 0,45 dependerá del proceso de soldadura utilizado y si es superior a 0,45 se necesitara un precalentamiento .

La finalidad del precalentamiento es favorecer las transformaciones metalúrgicas a estructuras más blandas , reduciendo de este modo la fragilidad del material . Las consecuencias favorables del precalentamiento son :

- Reduce las tensiones de la zona afectada térmicamente
- Facilita la difusión del hidrogeno
- Disminuye el riesgo de formación de poros

La soldabilidad del material mejora con el bajo contenido de carbono del acero , así como con la microestructura de grano fino que reduce la posibilidad de fractura frágil del material . Se denominan aceros de grano fino a los aceros con un índice equivalente de tamaño de grano ferrítico igual o menor que 6 , determinado según la Euronorma 103:1971 .

## MARCADO DE LOS TUBOS

En este apartado es de vital importancia seguir exhaustivamente las medidas establecidas anteriormente en el plano y también tener muy en cuenta el grosor de la sierra que se utilizara para el serrado ( calculando el espacio desprendido por la sierra en el corte ) , para que una vez se haya realizado el corte del tubo , éste tenga las mismas dimensiones de los planos .

El aparato utilizado para la medición fue el “fluxómetro” o más conocido cinta métrica . Esta construido por una delgada cinta metálica flexible , dividida en unidades de medición y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico . En el exterior dispone de un sistema de frenado para impedir el enrollado automático de la cinta , y así mantener alguna medida precisa de esta forma .

La cinta metálica esta subdividida en centímetros y milímetros , y enfrente se encuentra otra escala en pulgadas . Su flexibilidad y el poco espacio que ocupan lo hacen más interesante que otros sistemas de medición , como las reglas o varas de medición . Debido a ello , es un instrumento de gran utilidad .



Por último el marcado de la medida se realizó con un simple rayador .

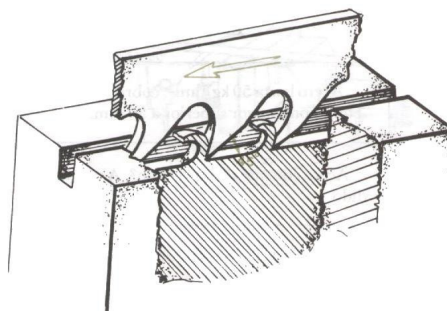
### **CORTE Y / O SERRADO DE LOS TUBOS**

El aserrado es una operación de desbaste que se realiza con la hoja de sierra por arranque de viruta y cuyo objetivo es cortar el material , parcial o totalmente . Esta operación , llevada racionalmente , resulta productiva , ya que el trabajo se efectúa con notable rapidez , evitando a veces el trabajo laborioso de otras herramientas y además con poca pérdida de material .

En la práctica industrial se emplean sierras alternativas , circulares , y de cinta para el corte de barras y piezas en desbaste , y el aserrado a mano , solo en aquellos trabajos en que los anteriores no pueden aplicarse por razones técnicas o económicas .

La herramienta completa recibe el nombre de sierra y consta de : hoja de sierra ( que es el elemento activo cortante ) y arco o armadura ( que sirve para sujetar y permitir el manejo de la hoja de sierra )

- ❖ Hoja de sierra : es una cinta o lamina flexible de acero provista de unos dientes tallados que actúan como herramientas cortantes , según se aprecia en la figura

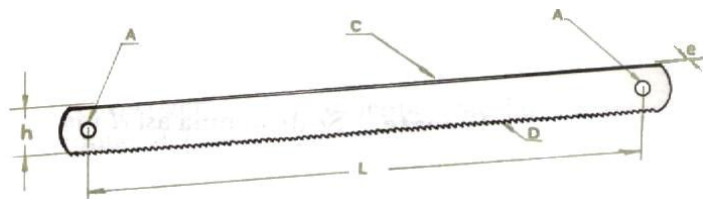


Las partes de las que consta son :

- A.-Agujeros para fijar la hoja al arco



- C.-canto no tallado
- D.-dientes
- L.-longitud comercial
- h.-anchura de la hoja
- e.-espesor de la hoja

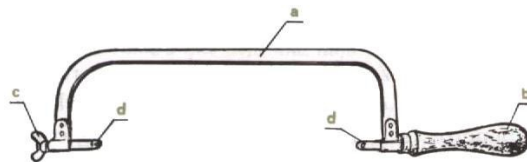


El material que se emplea puede ser acero al carbono para herramientas F-5170 y también puede usarse diferentes tipos de aceros aleados tales como el F-5320 (acero al wolframio) o el F-5330 (acero al cromo).

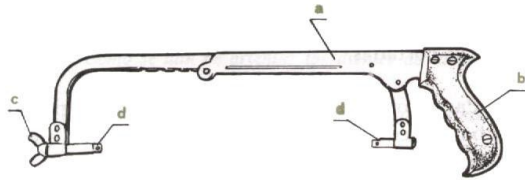
- ❖ arco de sierra : el arco , que es el soporte donde va montada la hoja de sierra , es de acero de construcción y permite que la herramienta sea manejada cómodamente por el operario

las armaduras de sierra pueden ser fijas y extensibles . En general , constan : arco (a) , mango (b) , tuerca palomilla (e) y enganches de hoja (d) , de los cuales uno es fijo .

El mango se fabrica bien en forma de culata de pistola o bien de sección circular , como los empleados en las limas . El arco de sierra debe reunir las siguientes condiciones :solidez , sujetar fuertemente a la hoja de sierra y mantener a ésta en su plano de corte .



Arco de sierra fijo



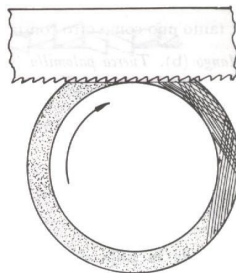
Arco de sierra extensible

Operaciones previas al aserrado :

- ✓ escoger la herramienta con las características propias del trabajo a realizar
- ✓ montar la hija de sierra en su armadura
- ✓ fijar la pieza en el útil de sujeción vigilando la situación de la línea de trazado si la hay

Practica de operaciones :

- ✓ para iniciar el corte conviene hacer una pequeña muesca con lima triangular o con la misma sierra en la esquina de la pieza opuesta a la del operario .
- ✓ empezar el corte con un ángulo de ataque de 20° a 30°
- ✓ como la piezas serán de espesor pequeño , se inclinara la herramienta un cierto ángulo , con objeto de hacer trabajar al mismo tiempo al mayor número de dientes
- ✓ como se cortaran piezas duras será aconsejable que la rapidez del movimiento alternativo sea de unos 30 golpes de sierra por minuto
- ✓ al ser tubos , será conveniente ir girando el tubo a medida que la sierra llega hasta la pared interior
- ✓ los perfiles se empiezan a serrar por la parte que presenten mayor espesor



Aserrado de tubos

## CURVADO DE LAS BARRAS

Para dar forma al chasis es vital e importante el correcto curvado de los tubos , el cual si no se realiza un buen trabajo simplemente no va a dar la forma ni la medida correcta que debe tener el tubo

El curvado de las barras en frio se puede realizar de varias maneras . Durante esta operación pueden llegar a aparecer pliegues en la zona interior y disminución del espesor de la zona alargada y para evitarlo prevalecen los siguientes condicionantes :

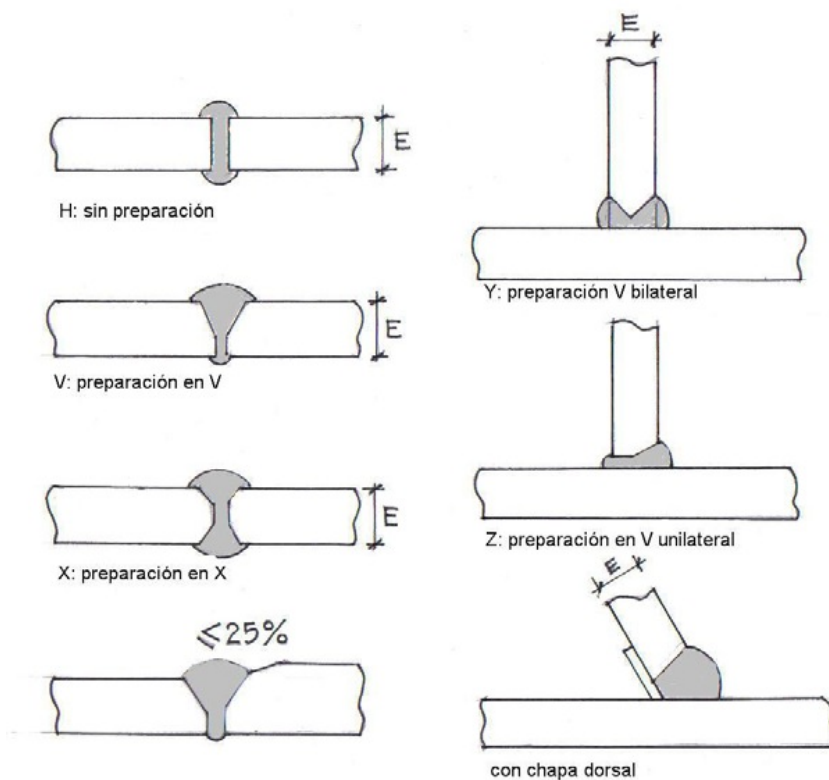
- alta resistencia a la rotura
- limite elástico bajo
- alargamiento considerable a la rotura a tracción

El método que será utilizado es el de maquina curvadora de perfil mediante tres rodillos , debido a que la máquina que se muestra a continuación permite doblar tubos de entre 10 – 60 mm ( en el caso del proyecto lo máximo es de 40 mm ) , permite un control de radio de curvatura teórica y elevación del paso por espiral y también permite , para comodidad del operario , trabajar tanto en posición vertical como horizontal .



## PREPARACION DE LOS BORDES PARA SOLDAR

Para una correcta unión de los tubos mediante la soldadura será necesaria previamente una preparación de los bordes . A continuación se expone una imagen donde pueden observarse las uniones más habituales para la soldadura .



Como la penetración de la soldadura será debido al espesor del tubo , el grosor del cordón es igual al del tubo , al ser éste muy pequeño.

En la estructura tubular se originan situaciones donde las uniones entre los tubos son a  $180^\circ$  , entonces para ello el método utilizado será el de tipo X , debido a que es el que mejor se adapta a la estructura que se deberá soldar porque con este tipo se conseguirá la penetración necesaria . La mayoría de las uniones que se originan en la estructura son inclinadas , aunque para este tipo de uniones se suelen realizar chaflanes , en este caso se podrían prescindir de ellos para abaratar tanto costes de fabricación como horas de trabajo .

## SOLDADURA

El proceso que será usado para la fabricación de la estructura será el GMAW/MIG. También podría ser utilizable el proceso TIG , aunque se optó por el MIG debido a las especificaciones que a continuación se exponen .

El proceso de soldeo MIG se trata de una mejora del proceso de soldadura TIG de electrodo de tungsteno no consumible , el cual se sustituyó por el hilo consumible empleado en el sistema MIG.El arco que salta entre el extremo del hilo y la pieza a soldar puede ser protegido por un gas inerte ( argón , helio , ... ) recibiendo el nombre de MIG significando sus siglas metal inerte gas o por el contrario ser protegido por un gas activo ( $\text{CO}_2$ ) llamándolo MAG cuyo significado es metal activo gas .

El procesos MIG opera en DC ( corriente directa ) usualmente con el alambre como electrodo positivo . Esto es conocido como polaridad negativa ( reverse polarity )

. La polaridad positiva ( straight polarity ) es raramente usada por su poca transferencia de metal de aporte desde el alambre hacia la pieza de trabajo . Las corrientes de soldadura varían desde unos 50 Amperios hasta los 600 en muchos casos en voltajes de 15V hasta 32V , un arco auto-estabilizado es obtenido con el uso de un sistema de fuente de poder de potencial constante ( voltaje constante) y una alimentación constante del alambre .

Este proceso es aplicable a todos los metales comercialmente importantes como el acero , aluminio , acero inoxidable , cobre y muchos otros . Materiales por encima de 0.076mm de espesor pueden ser soldados en cualquier posición , incluyendo el piso , vertical y sobre cabeza .

Es muy básico escoger el equipo , el alambre , o el electrodo , el gas de la aplicación y las condiciones óptimas para producir soldaduras de gran calidad a muy bajo costo.

El proceso básico MIG incluye tres técnicas muy distintas : transferencia por corto circuito , transferencia globular y la transferencia de arco rociado ( spray arc ) .

En la transferencia por corto circuito también conocido como arco corto la transferencia del metal ocurre cuando un corto circuito eléctrico es establecido , esto ocurre cuando el metal en la punta del alambre hace contacto con la soldadura fundida.

En la transferencia por rociado diminutas gotas de metal fundido llamadas “Moltens” son arrancadas de la punta del alambre y proyectadas por la fuerza electromagnética hacia la soldadura fundida .

Y por último en la transferencia globular el proceso ocurre cuando las gotas del metal fundido son lo suficientemente grandes para caer por la influencia de la fuerza de gravedad .

Los factores que determinan la manera en que los metales son transferidos son la corriente de soldadura , el diámetro del alambre , la distancia del arco ( voltaje ) , las características de la fuente de poder y el gas utilizado en el proceso .

Lo que determina la ejecución correcta de este proceso es :

- la fluidez de la soldadura fundida
- la forma del cordón de la soldadura y sus bordes
- la chispa o salpicaduras que genera

Un buen procedimiento de soldadura está caracterizado por la poca presencia de porosidad , buena fusión y una terminación libre de grietas o resquebrajamientos .

Por último se expone la influencia del gas y el arco de la soldadura , el uso de CO<sub>2</sub> causa más turbulencias en la transferencia del metal del alambre al metal base con

la tendencia a crear cordones de soldadura más abultados y un alto incremento de las salpicaduras .

Las mezclas de gases con base de Argon (Ar) proveen transferencias de metales más estables y uniformes , buena forma del cordón de soldadura y las salpicaduras son reducidas al mínimo , además de un rango más bajo en la generación de humo .

El incremento en el voltaje del arco tiende a incrementar la fluidez , haciendo las soldaduras más rasas , afectando la penetración de los bordes y generando más salpicaduras . Los voltajes más altos reducen considerablemente la penetración y podrían causar la pérdida de elementos que forman parte de la aleación .

La máquina que será utilizada para el proceso de soldadura será tipo a la de la siguiente imagen



Se trata de una MIG 630 y algunas de sus características son que pueden trabajar con alambre de 0.9mm a 2.4mm , que tiene una regulación de 48 puntos y que tiene una alimentación trifásica de 3 x 380 V , entre otras .

Para este proyecto se utilizaría de forma manual ya que el tipo de trabajo que hay que realizar no se puede automatizar .

## **TRATAMIENTO SUPERFICIAL DE LA ESTRUCTURA**

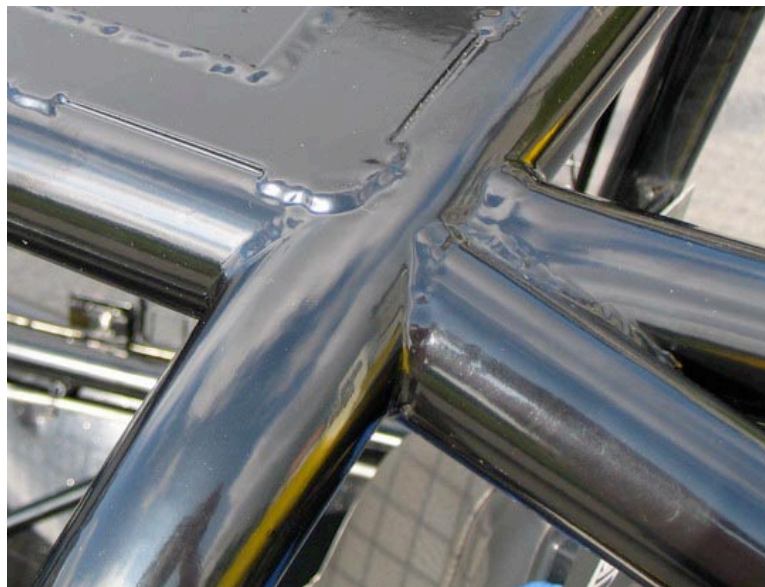
Cuando se ha culminado el montaje de la estructura y se han revisado todas las uniones y se no se observa ningún fallo , la estructura va a ser lacada en poliéster . Gracias a este proceso la estructura va a tener una mejor resistencia a la corrosión y un mejor aspecto visual .

En el proceso de lacado , primeramente hay que realizar una limpieza superficial a la estructura mediante un baño ácido o alcalino para retirar cualquier resto de grasa que haya haber podido quedar en el montaje del mismo para posteriormente introducirlo en un horno para su secado . Luego se le aplica una pequeña capa de óxido de cromo para mejorar cuantitativamente la resistencia a la corrosión y dotarla de una buena adherencia para la posterior aplicación de una capa de imprimación . Para culminar , la

estructura es introducida en un horno a gran temperatura , denominado horno de polimerización .

La pintura utilizada para la estructura será de poliéster en polvo que aunque en el mercado existan otro tipo de pinturas a base de resinas de fluoruros de polivinilideno que aguantan más que las de poliéster se optó por ella debido a la gran diferencia entre precios . La pintura será aplicada mediante pistolas electroestáticas .

A continuación puede observarse el tipo de acabado que se quiere conseguir en la estructura



20 de Octubre del 2011

FIRMA



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

PRESUPUESTO

Javier Mena Barasoain

Vanessa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011



# 1.-PRESUPUESTO

A continuación, será mostrado un presupuesto correspondiente al proyecto llevado a cabo, cabe mencionar que al ser únicamente el presupuesto para un solo vehículo el precio total es algo caro. El precio total disminuiría si el vehículo se fabricase en serie, como es lógico debido, a que los costos de diseño se dividirían entre todos los vehículos construidos.

## COSTES DE DISEÑO:

### infraestructura

<u>CONCEPTO</u>	<u>PRECIO(€)</u>
Amortización portátil y programas	400
Materiales (papel, ...) y electricidad	600
<b>TOTAL SIN IVA</b>	<b>1000</b>

### Tiempo ingeniería

<u>CONCEPTO</u>	<u>HORAS</u>	<u>€/h</u>	<u>PRECIO(€)</u>
DISEÑO	125	35	4375
CALCULOS	150	35	5250
DIBUJOS	75	35	2625
<b>TOTAL SIN IVA</b>			<b>12250</b>

**COSTES DE PRODUCCION:**

<u>CONCEPTO</u>	<u>UNIDADES</u>	<u>€/unidad</u>	<u>PRECIO(€)</u>
<b>MATERIAL</b>	<b>375Kg</b>	<b>1.5</b>	562.5
<b>SUSENSIONES</b>	<b>4</b>	<b>250</b>	1000
<b>RUEDAS delanteras</b>	<b>2</b>	<b>65</b>	130
<b>RUEDAS traseras</b>	<b>2</b>	<b>70</b>	140
<b>LLANTAS</b>	<b>4</b>	<b>95</b>	380
<b>COMPONENTES varios</b>			500
<b>MOTOR (cbr600)</b>	<b>1</b>	<b>Segunda mano</b>	1000
<b>TOTAL SIN IVA</b>			3712.5

**COSTES DE FABRICACION:**

<u>CONCEPTO</u>	<u>HORAS</u>	<u>€/h</u>	<u>PRECIO(€)</u>
<b>Maquinaria</b>			1500
<b>Corte y preparación tubos</b>	<b>15</b>	<b>30</b>	450
<b>Corte perfiles unión</b>	<b>15</b>	<b>30</b>	450
<b>Soldadura</b>	<b>15</b>	<b>30</b>	450
<b>TOTAL SIN IVA</b>			2850

**PRESUPUESTO GENERAL:**

<b><u>CONCEPTO</u></b>	<b><u>PRECIO(€)</u></b>
<b>COSTE TOTAL DE DISEÑO</b>	13250
<b>COSTE TOTAL DE PRODUCCION</b>	3712.5
<b>COSTE TOTAL DE FABRICACION</b>	2850
<b>PRECIO TOTAL SIN IVA</b>	19812.5
<b>BENEFICIO INDUSTRIAL(15%)</b>	22784.4
<b>IVA (18%)</b>	4101.1
<b>PRECIO TOTAL CON IVA</b>	26885.5

El total del presupuesto asciende a la cantidad de VEINTISEIS MIL OCHOCIENTOS OCHENTA Y CINCO CON CINCO euros.

20 de Octubre del 2011

FIRMA



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

CONCLUSIONES

Javier Mena Barasoain

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011

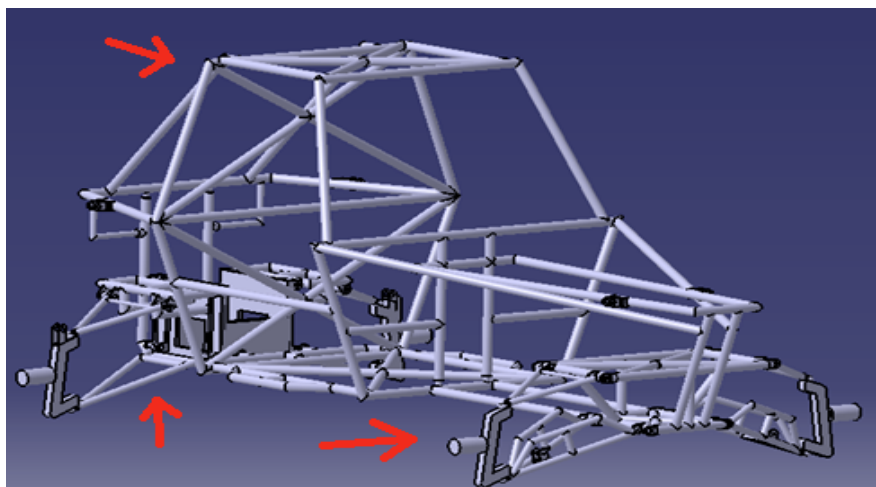
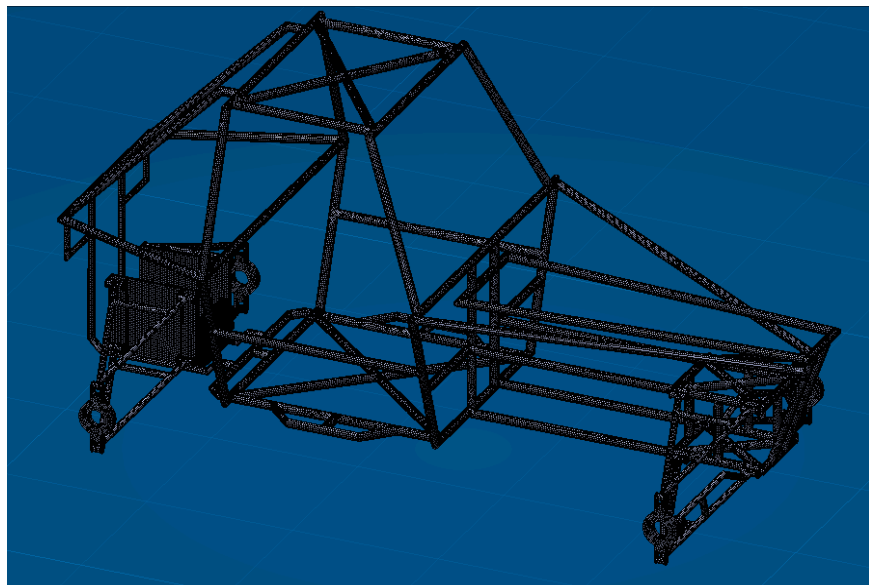
## CONCLUSIONES FINALES

En este documento se presentará un resumen de todo lo analizado, estudiado y diseñado dentro del proyecto.

### Solución final adoptada

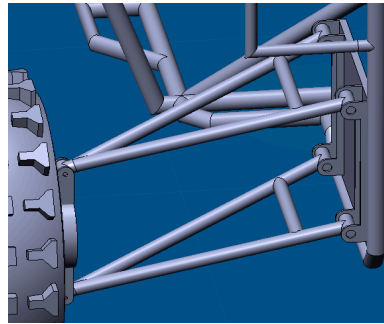
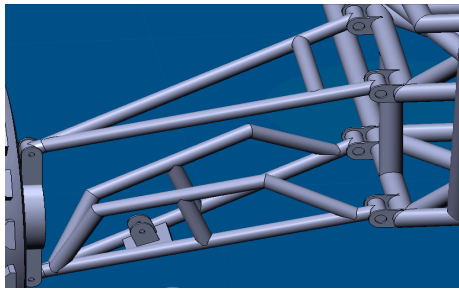
Para comenzar este resumen lo mejor es exponer las diferencias que hay entre la primera suposición de la estructura y el chasis final elegido. Para ello, a continuación, se mostrarán los dos resultados diseñados.

Primero se expone el chasis inicial, para luego mostrar el chasis final con sus diferencias.

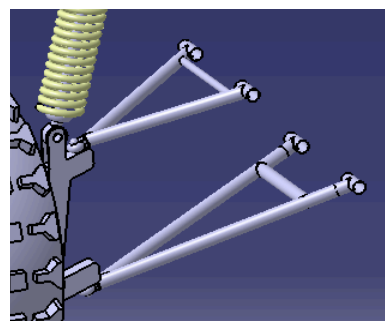
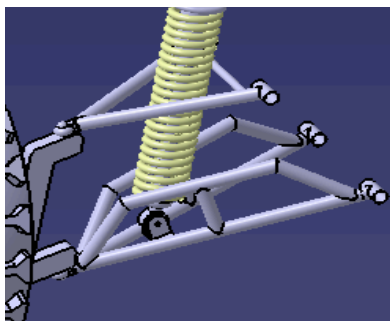


Como puede observarse comparando las dos imágenes, las modificaciones que se han llevado a cabo se centran principalmente en las suspensiones y en el arco principal de la estructura, como bien se indica mediante las flechas coloreadas.

La primera de las diferencias se encuentra en los cuadriláteros de las suspensiones. Primeramente se seleccionó un sistema compuesto por un paralelogramo deformable de doble brazo en A de igual longitud paralelo como en de las dos siguientes imágenes.



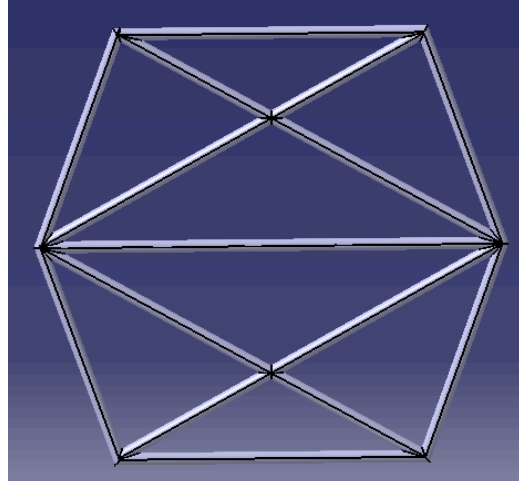
El sistema de suspensión seleccionado se compondrá de un sistema independiente en las cuatro ruedas, compuesto de doble brazo en A de diferente longitud paralela igual al mostrado a continuación



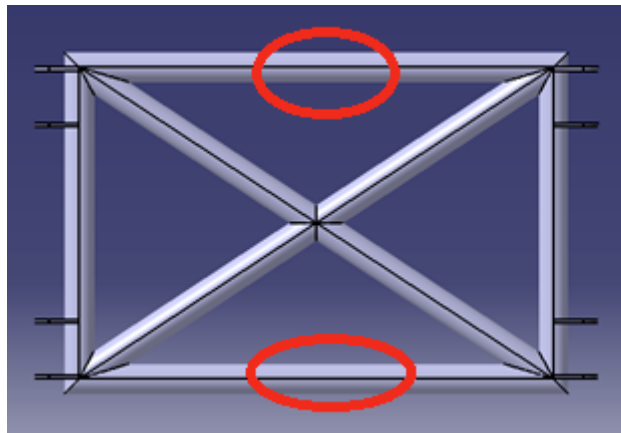
Como puede verse en las dos anteriores imágenes, los amortiguadores montados son tipo “coil overs”. Se ha elegido esta opción debido a tres ventajas respecto a otros tipos :

- Flexibilidad de cambio rápido de la altura del coche y resorte utilizando únicamente herramientas manuales
- El balanceo de la suspensión
- Excelente manejo y extraordinaria versatilidad de la suspensión

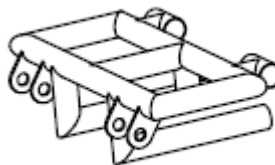
El arco principal se rediseña con el método de la triangulación , mediante esta se consigue reducir notablemente la deformación máxima sufrida por el chasis. El diseño final del arco principal queda de la forma que a continuación se muestra:



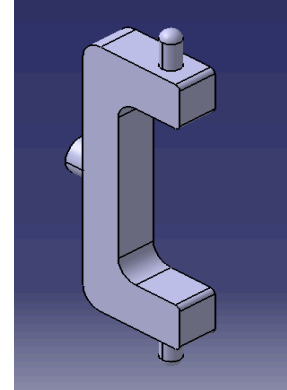
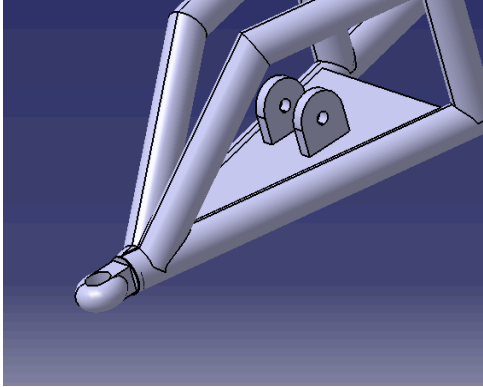
Tanto los brazos superiores delanteros como los traseros son reducidos, como se menciona en apartados anteriores, con lo que se deben de diseñar otras piezas para llevar a cabo la unión. En los delanteros se rediseña la pieza que se encontraba en el chasis inicial alargando las barras que en la siguiente imagen se rodea con rojo.



Mientras que en los delanteros se debe realizar un estudio para el diseño de una nueva pieza.



Para la unión de los brazos de suspensión con las manguetas, éstas son modificadas para unir las mediante rótulas para que puedan girar en todas las direcciones.



Anteriormente se ha mostrado la rótula utilizada y la nueva mangueta diseñada.

### Chasis

Tras haber estudiado y analizado el Aluminio y el Acero, se ha seleccionado el Acero para la fabricación del chasis.

Las principales razones, además de todas las estudiadas anteriormente, para ello son el excesivo precio del Aluminio, que para la construcción de un vehículo no pensado para la competición sino que solamente es para disfrute de piloto es desproporcionado ( 1.5 €/Kg para el Acero y 7€/Kg para el Aluminio. También un punto muy importante es la resistencia del material, ya que al ser un vehículo todoterreno, la posibilidad de accidente es elevada ( el límite de fluencia es de 430MPa para el Acero y 240MPa para el Aluminio). Por último, otro punto importante es la soldabilidad de los materiales, el acero confiere características y facilidad de soldar superior al del Aluminio, además el precio de la soldadura de Aluminio se dispara frente al del Acero. También es la mayor dificultad de suelde del Aluminio frente al Acero.

La configuración elegida para el chasis es la 1º del Acero que se analizó, es decir, un Acero AISI-4130 con un espesor de 2.5mm. Se ha optado por este material ya que es utilizado en el sector de la automoción, además presenta magnificas prestaciones mecánicas, facilitando la complejidad de la estructura tubular.

El peso total del chasis será de unos 375 Kg y estará formado con unos 70 metros de barras como las que se ha especificado anteriormente.

En el tema del conformado de la estructura tubular, se podrían introducir varios rediseños. El primero de ellos consistiría en diferenciar dos grandes partes dentro del chasis. La primera englobaría a todas las barras que sustentan al chasis y a los componentes que pueda llevar instalados, a la cual le renombraríamos como chasis inferior. Mientras que la segunda zona o conjunto de barras, englobarían a las restantes,

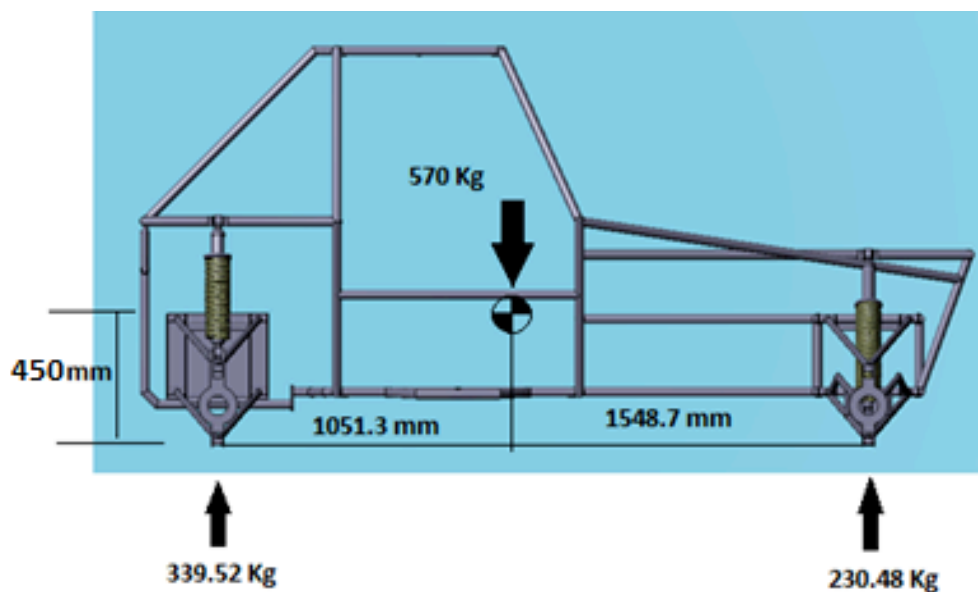


es decir, las encargadas de mantener el esqueleto del chasis sin deformarse pero sin soportar grandes esfuerzos, llamada chasis superior. Los nombres no están puestos al azar sino que el chasis inferior se debe a que todas las barras que sustentan, se encuentran en la parte inferior, por el contrario, el chasis superior hace referencia a las barras de la parte más alta del chasis.

Una vez diferenciadas las dos grandes zonas, como se sabe que el chasis inferior debe soportar más esfuerzos que el superior, se podría probar en montar barras con distintos espesores en las dos zonas, dándole, como es evidente, más espesor a la zona inferior y menos a la superior. Otra opción, la cual puede convivir con la anterior, sería en utilizar materiales más resistentes, lo que conllevaría a un aumento del precio, para la zona inferior, mientras que en la zona superior se montarían materiales menos resistentes.

Con estas dos soluciones se conseguiría una estructura tubular final mucho más eficiente, es decir, soportar los mismos esfuerzos pero con reducción del peso y del precio del chasis final.

Con respecto al centro de gravedad (CG), se ha estudiado varios posicionamientos del mismo concluyendo con la siguiente elección:



Finalmente, se optó por este posicionamiento debido a que tras el estudio y análisis de las distintas opciones que se tenían, las fuerzas que debía soportar el bastidor se encontraban mejor repartidas a lo largo de toda la estructura tubular.

### Soldadura

El proceso que será usado para la fabricación de la estructura será el MIG y la unión de las barras de acero se llevará a cabo mediante la ayuda de un electrodo de la marca Indura 7010 de diámetro 3,2mm. Las razones de estas elecciones se encuentran especificadas en el documento de pliego de condiciones y en el documento de cálculos.

## Conclusión

Como conclusión del proyecto se ha de mencionar que se ha cumplido el objetivo buscado como proyecto final de carrera y como proyecto de diseño, ya que se ha diseñado y analizado una estructura tubular.

Conjuntamente, se ha realizado un análisis y estudio del comportamiento del chasis frente a distintas hipótesis de carga, comportándose para todos los casos de una manera que sirve para realizar estimaciones sobre el comportamiento que ofrecería el vehículo en condiciones reales de funcionamiento.

También se ha llevado a cabo un análisis de los modos de frecuencia.

Además este proyecto se puede concebir como inicio del diseño completo de un buggy, ya que se ha modelado gran parte de la geometría que podría ser objeto de estudio.

De todas formas, es importante mencionar que el enfoque por el cual se ha llevado a cabo el diseño de este bastidor es para disfrute y entretenimiento del propio constructor.

20 de Octubre del 2011

FIRMA



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO BUGGY

## BIBLIOGRAFÍA

Javier Mena Barasoain

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 16 de Noviembre del 2011

## 1.- BIBLIOGRAFIA

<http://mecanicavirtual.org/direccion-geometria.htm>

<http://www.mud4x4.info/node/657>

[http://www.vwma.net.au/sb\\_clients/vwma/bin/vwma\\_sold\\_out\\_issues.cfm?v\\_m\\_key=3339697C-1422-0982-EBEEC65649849674](http://www.vwma.net.au/sb_clients/vwma/bin/vwma_sold_out_issues.cfm?v_m_key=3339697C-1422-0982-EBEEC65649849674)

[Libro de TECNOLOGIA MECANICA \( 3ª ingeniería Técnica Industrial\)](#)

[Apuntes AUTOMOCION \(3ª ingeniería Técnica Industrial\)](#)

[Libro de DISEÑO DE MAQUINAS \(3ª ingeniería Técnica Industrial\)](#)

<http://www.muchocatia.es/Normas/IndiceN.html>

<http://www.buggymaniaracing.net/productos/46/Neum%C3%A1ticosLlantas>

[http://www.buloneriareginato.com.ar/manual\\_soldadura/indura6011.html](http://www.buloneriareginato.com.ar/manual_soldadura/indura6011.html)

[Asociación Argentina de Mecánica Computacional](#)

[Teo Han Fui, Roslan Abd.2007](#)

[El Automóvil de M.Boisseaux](#)

20 de Octubre del 2011

FIRMA